



UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PALERMO

Ingegneria della Produzione
Ingegneria Chimica, Gestionale, Informatica e Meccanica
S.S.D. ING-IND/16

Analisi e sviluppo di imbarcazioni a sostentamento idrodinamico

IL DOTTORE
Ing. Ferdinando Morace

IL COORDINATORE
Prof. Salvatore Gaglio

IL TUTOR
Prof. Luigi Cannizzaro

CICLO XXVI
Anno-2016

Sommario

Introduzione.....	4
Capitolo 1 Fluidodinamica dei profili alari e delle ali per aliscafi.....	5
Capitolo 2 Dinamica del volo e l'influenza della carena.....	24
Capitolo 3 Prove in vasca prototipo HF01	44
Capitolo 4 Prove in vasca prototipo HF02	57
Capitolo 5 Propulsori non convenzionali	101
Capitolo 6 Metodo di estrapolazione vasca-nave e confronto tra HF01 e HF02.	144
Capitolo 7 Applicazioni della fluidodinamica computazionale e metodi empirici.....	147
Bibliografia.....	175

Introduzione

Il presente elaborato analizza gli aspetti tecnici relativi alla progettazione di mezzi a sustentamento idrodinamico totale, in breve aliscafi. Verranno descritte le tecniche utilizzare per la definizione dei profili alari, del sistema alare, le tipologie di ali e delle diverse configurazioni. Verranno esposte le problematiche e le diverse considerazioni riguardanti la dinamica del volo e l'influenza della carena. Verranno esposti i progetti sperimentali HF01 e HF02 e le prove idrodinamiche effettuate in vasca navale e i processi di ottimizzazione impiegati nella definizione dei due prototipi. Verrà fatta un analisi dei sistemi di propulsione impiegati nel campo degli aliscafi e verrà riportata una dettagliata analisi di un sistema di propulsione non convenzionale ad alta efficienza. Verranno infine approfondite le tecniche di calcolo per questo tipo di mezzo veloce e riportati i risultati.

Capitolo 1 Fluidodinamica dei profili alari e delle ali per aliscafi

Lo studio delle caratteristiche idrodinamiche dei profili alari con tecniche sia bidimensionali che tridimensionali, permettendo in questo modo di ottimizzare la distribuzione di pressione per tutta la lunghezza di corda del profilo. Esistono vari metodi per analizzare il flusso intorno a profili alari, riconducibili a tre gruppi:

- metodi analitici o numerici;
- metodi a potenziale (flusso ideale), metodi in flusso viscoso o metodi che accoppiano lo strato limite al flusso potenziale;
- metodi esatti, linearizzati o parzialmente linearizzati.

Non è possibile impiegare una combinazione di questi tre metodi; ad esempio, i flussi del tutto viscosi possono essere risolti solamente per via numerica o sperimentale. La sequenza scelta delle fasi di studio è la seguente:

- 1) Analisi numerica lineare con metodo a flusso potenziale 2D.
- 2) Analisi numerica lineare con metodi a flusso potenziale 2D con correzione viscosa.
- 3) Analisi numerica non lineare 3D con metodi RANSE.

Dall'utilizzo delle tecniche sopra citate, dall'analisi dei campi di velocità in esame e con l'ausilio delle cosiddette famiglie o serie di profili a parametri geometrici variabili (serie NACA), si è raggiunta la soluzione ottimale per il progetto grazie all'adozione dei profili laminari, profili adatti a lavorare nel campo dei regimi idrodinamici specifici per il campo navale.

Questa famiglia di profili alari risultano particolarmente adatti nelle applicazioni navali rispetto alle altre famiglie NACA, in quanto presentano il vantaggio di conservare su un esteso tratto di corda il flusso laminare, permettendo di avere un ridotto coefficiente di resistenza. Nello specifico, all'interno della famiglia dei profili laminari, il profilo base scelto è stato, quindi, il NACA 16. La distribuzione di spessore di questa famiglia di profili permettere di avere una bassa resistenza di avanzamento e un sufficiente spessore ai bordi di ingresso

e uscita del profilo in moto da garantire un'adeguata robustezza strutturale dell'ala, rappresentando questa una scelta di compromesso tra le caratteristiche idrodinamiche e strutturali delle ali.

Il profilo scelto è stato associato ad un'adeguata linea mediana. Lo studio della linea mediana del profilo è un aspetto abbastanza critico perché oltre ad avere una notevole influenza sulla portanza, determina una certa distribuzione di pressione lungo la corda tale da ritardare l'innescò della cavitazione. La cavitazione gioca un ruolo fondamentale sull'efficienza del sistema alare complessivo, infatti, la comparsa di fenomeni cavitativi sull'ala comporta una diminuzione del rapporto Portanza/Resistenza, e questo si traduce in un aumento della resistenza con conseguente aumento dei consumi del battello.

Dalla distribuzione di spessore dei profili NACA 16 e dalle linee mediane "a" si procederà alla ottimizzazione dei rapporti spessore/corda inarcamento/corda e angolo di incidenza in modo da individuare una condizione ottimale nei confronti del rapporto Portanza/Resistenza e dei fenomeni cavitativi.

Influenza del rapporto spessore corda

La resistenza viscosa dell'ala è governata fortemente dello spessore del profilo, un spessore sottile riduce la resistenza viscosa ma riduce anche la resistenza meccanica dell'ala e la rende più sensibile ai picchi di pressione dovuti ad una variazione improvvisa dell'angolo di incidenza dell'ala, questo si traduce in una grande vulnerabilità alla cavitazione.

Influenza del rapporto inarcamento corda e angolo di incidenza

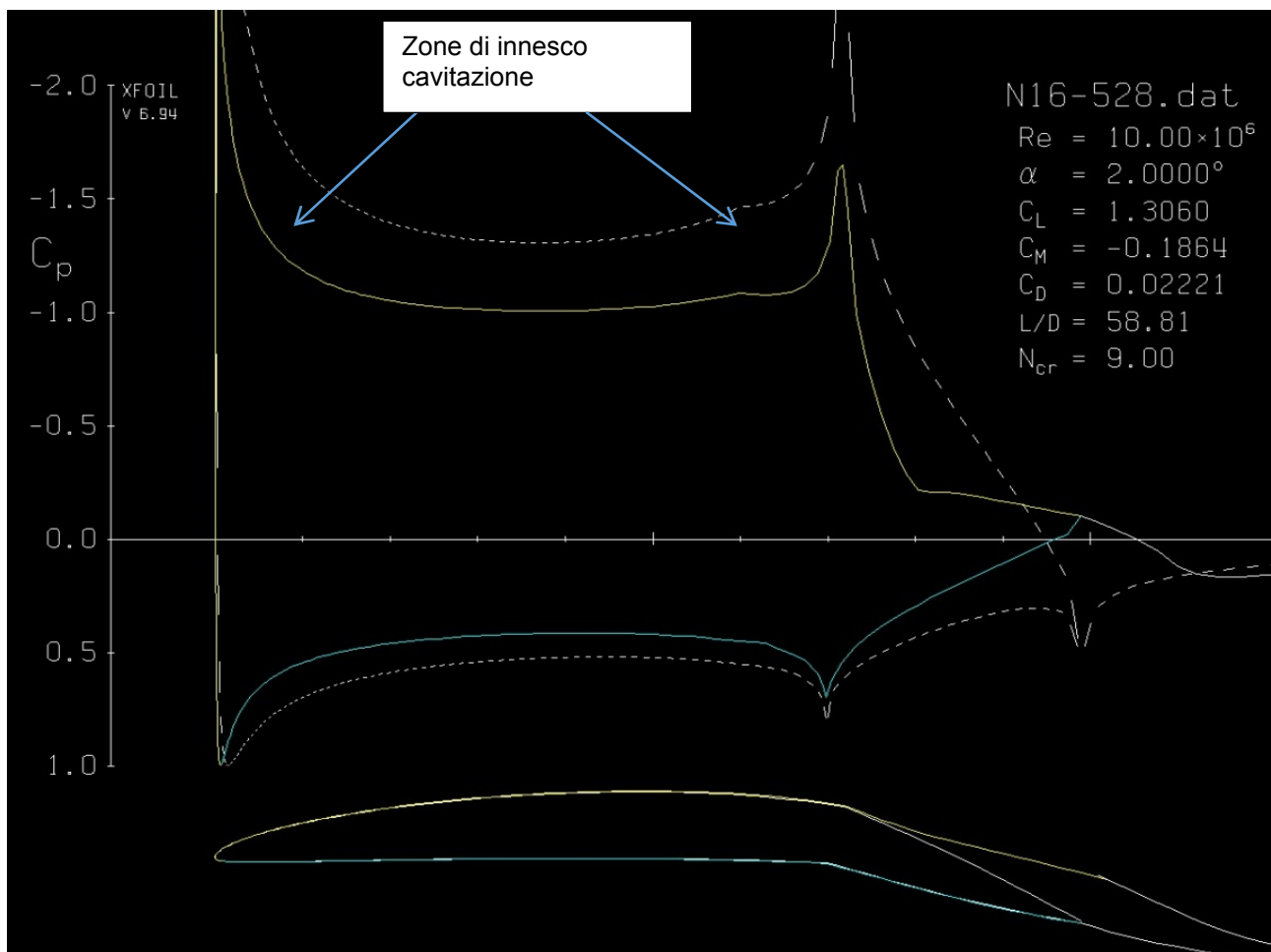
La portanza dell'ala può essere controllata dall'inarcamento della linea media del profilo e dall'angolo di incidenza. Generare la portanza con un alto angolo di incidenza risulta sconveniente a causa dell'aumento di resistenza dell'ala e da una difficoltà tecnologica a calibrare l'incidenza sull'ala al vero.

Viceversa, generare la portanza con un alto valore dell'inarcamento risulta più efficace e può essere facilmente controllabile tramite un corretto assemblaggio dell'ala.

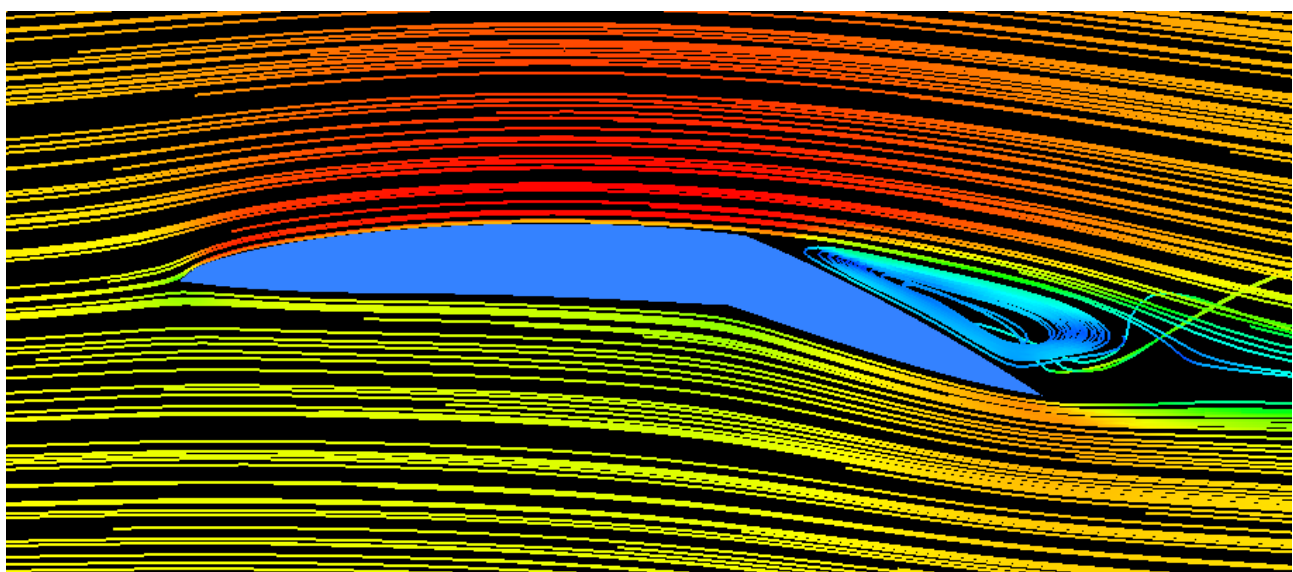
In definitiva, circa il 90% della portanza sarà generato per inarcamento, il restante 10% per incidenza. In queste percentuali di carico è contemplato anche l'effetto della cavitazione.

La metodologia di studio che si sta portando avanti rappresenta una decisiva innovazione rispetto ai classici sistemi di innovazione utilizzati per la costruzione degli attuali profili alari degli aliscafi. Ciò è stato reso possibile grazie all'impiego di avanzati codici numerici, ad es. CFD, utilizzabili con HW accessibile.

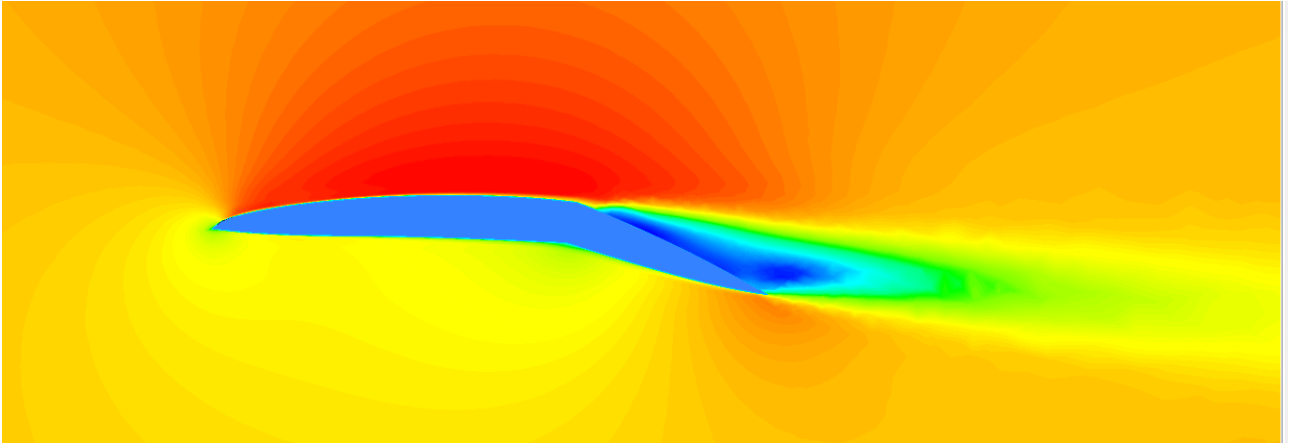
A seguire si riportano le immagini, in base alla sequenza di studio sopra definite, relativamente all'analisi 2D e 3D di un profilo alare con flap a 15 gradi. Le simulazioni in flusso tridimensionale comprende anche l'analisi di cavitazione usando il modello di Rayleigh-Plesset.



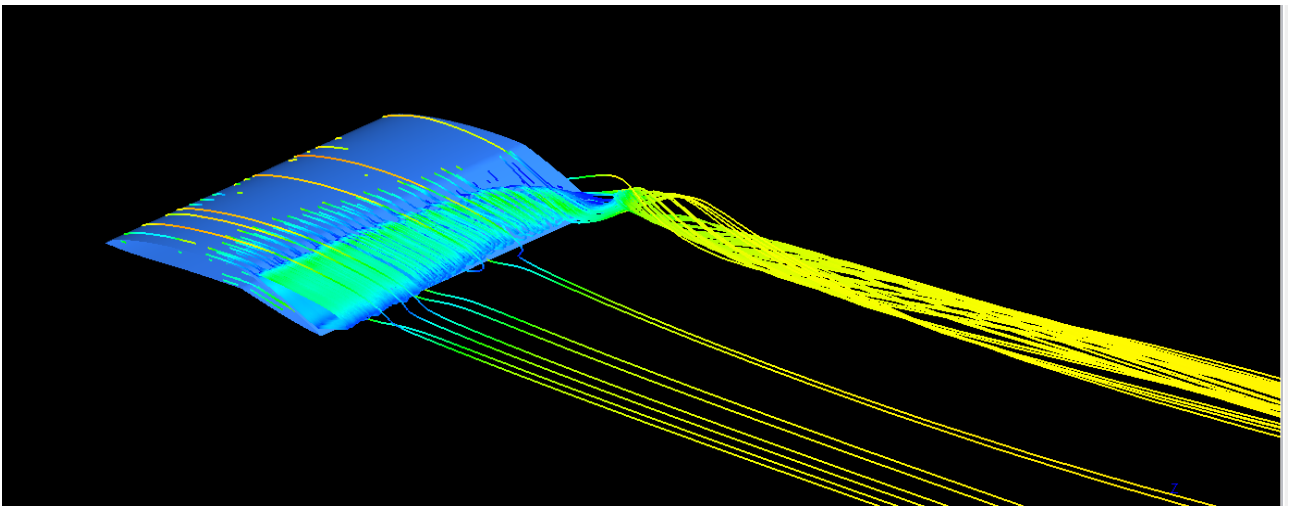
Analisi profilo in flusso 2D tramite tecnica a flusso
potenziale



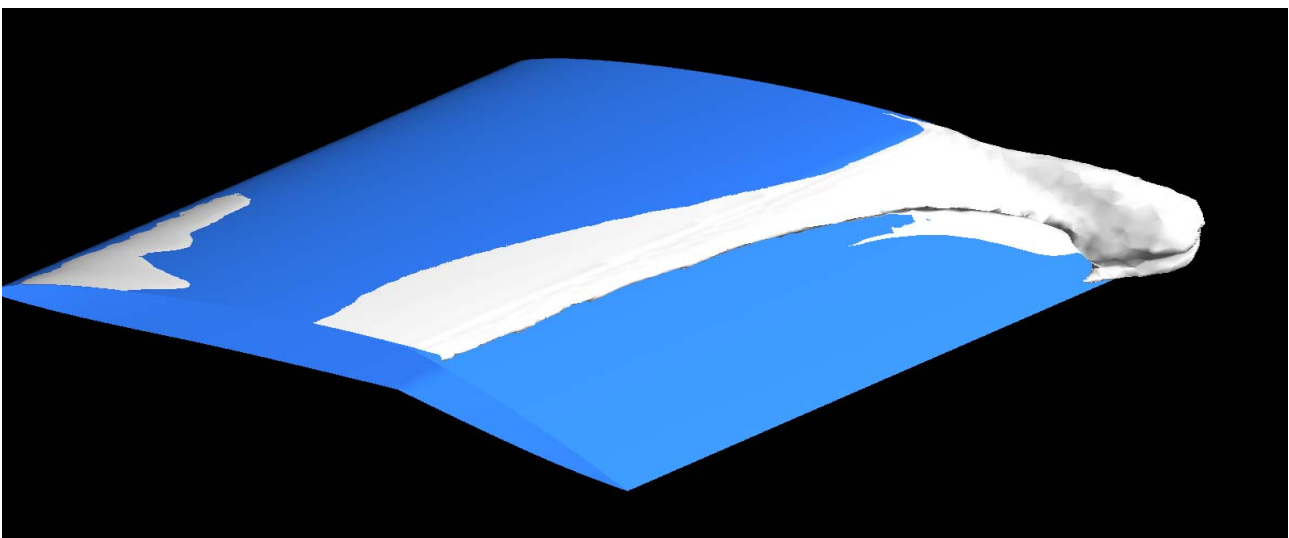
Analisi tratto di ala in flusso 3D



Analisi tratto di ala in flusso 3D



Analisi tratto di ala in flusso 3D



Analisi tratto di ala in flusso 3D in cavitazione

Lo studio e l'ottimizzazione del profilo alare si basa sul raggiungimento del massimo valore possibile del rapporto portanza/resistenza restando entro i limiti di cavitazione.

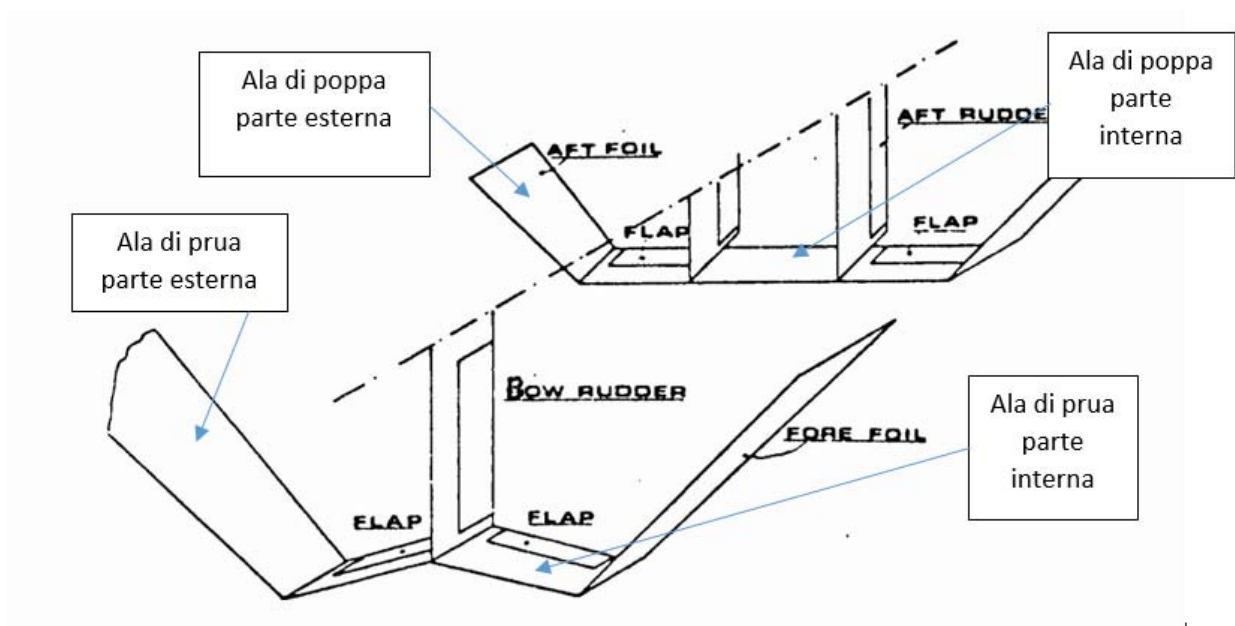
La distribuzione di spessore migliore dal punto di vista della robustezza e della resistenza idrodinamica è stato identificato nel NACA16, diverse linee mediane sono state provate al fine di determinare la migliore combinazione delle caratteristiche sopra evidenziate.

L'incidenza del profilo alare, il rapporto spessore-corda e inarcamento-corda variano lungo tutta l'apertura alare. Nella tabella a seguire vengono riportati i valori dei rapporti f/c , t/c , α e Cl_2 (coefficiente di portanza 2D in flusso illimitato) ottimali che sono stati ricavati dal processo di ottimizzazione.

Location	f/c	t/c	Alfa	Cl_2
Ala prua parte esterna	0.04	0.05	2.45	0.64
Ala prua parte	0.02	0.09	3.70	0.53

interna				
Ala poppa parte esterna	0.04	0.07	1.21	0.51
Ala poppa parte interna	0.03	0.06	1.43	0.41

Tabella 1



Considerando la lunghezza media di corda e la rugosità superficiale, lo strato limite si trova in regime turbolento per la maggior parte della lunghezza del profilo alare. La resistenza viscosa del profilo è per la gran parte governata dal rapporto spessore corda e dalla sua

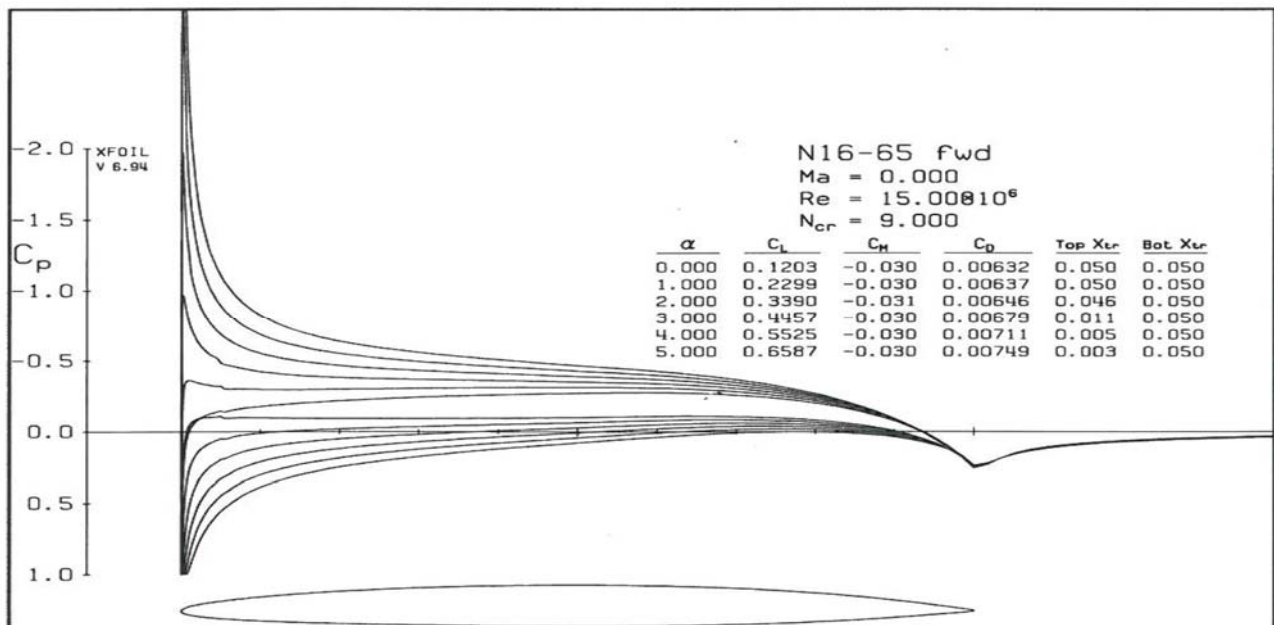
distribuzione. Maggiore è lo spessore, più elevato diventa il fattore di forma di conseguenza la resistenza viscosa aumenta.

La riduzione del rapporto t/c riduce la resistenza ma aumenta il picco negativo di pressione causato dalla variazione di incidenza durante la fase di take-off rendendo il profilo e di conseguenza tutta l'ala più vulnerabile nei confronti della cavitazione, fenomeno che deve essere limitato il più possibile ed in alcune zone delle ali totalmente assente. La seconda conseguenza, altrettanto importante quanto la cavitazione, è quella relativa alla robustezza, a causa degli elevati Cl un profilo più sottile porterebbe a problemi di collasso strutturale.

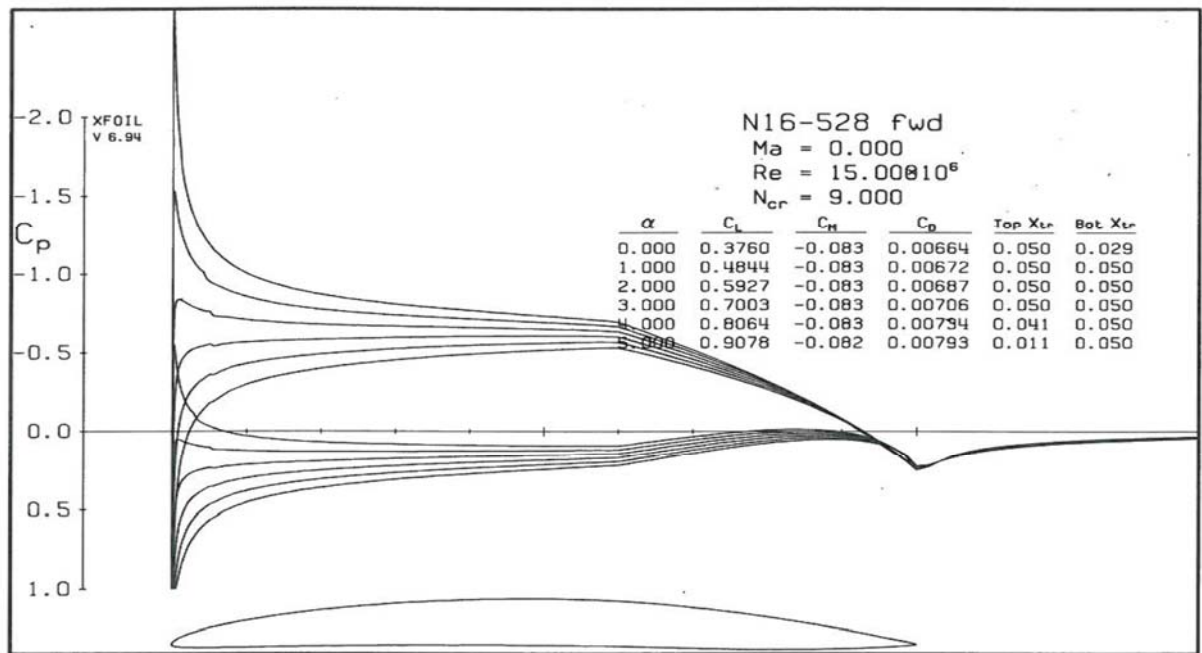
In virtù delle considerazioni fatte i rapporti t/c migliori per questa applicazione sono stati inseriti nella tabella 1. Il profilo NACA 16 è stato associato a due linee mediane, la 65 e la "a" (528 fwd e 406 aft), queste due sono state messe in competizione tra loro in modo da determinare la soluzione ottimale. La portanza necessaria deve essere generata col minimo angolo di incidenza possibile in modo da non far aumentare ulteriormente la resistenza del profilo alare.

I grafici a seguire mostrano le distribuzioni di C_p , C_l , C_m e C_D al variare dell'angolo di incidenza per un profilo NACA16-65 e NACA16-a.

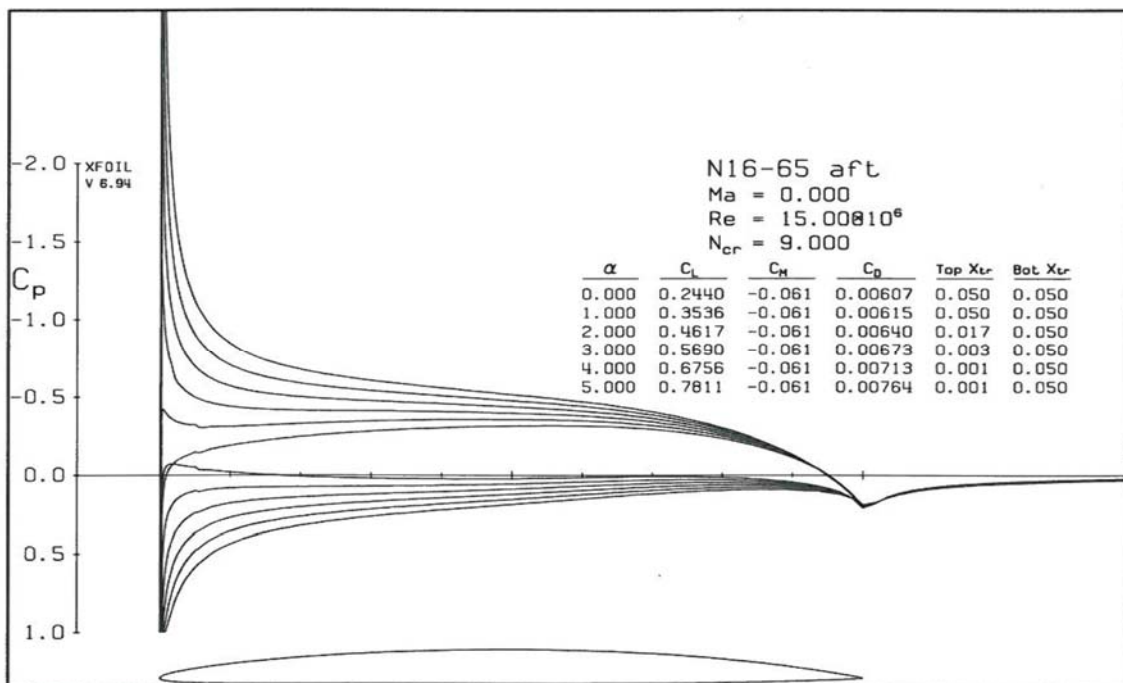
Il numero di Reynolds impostato è pari a 1.5×10^7 corrispondente ad una velocità di 36 nodi.



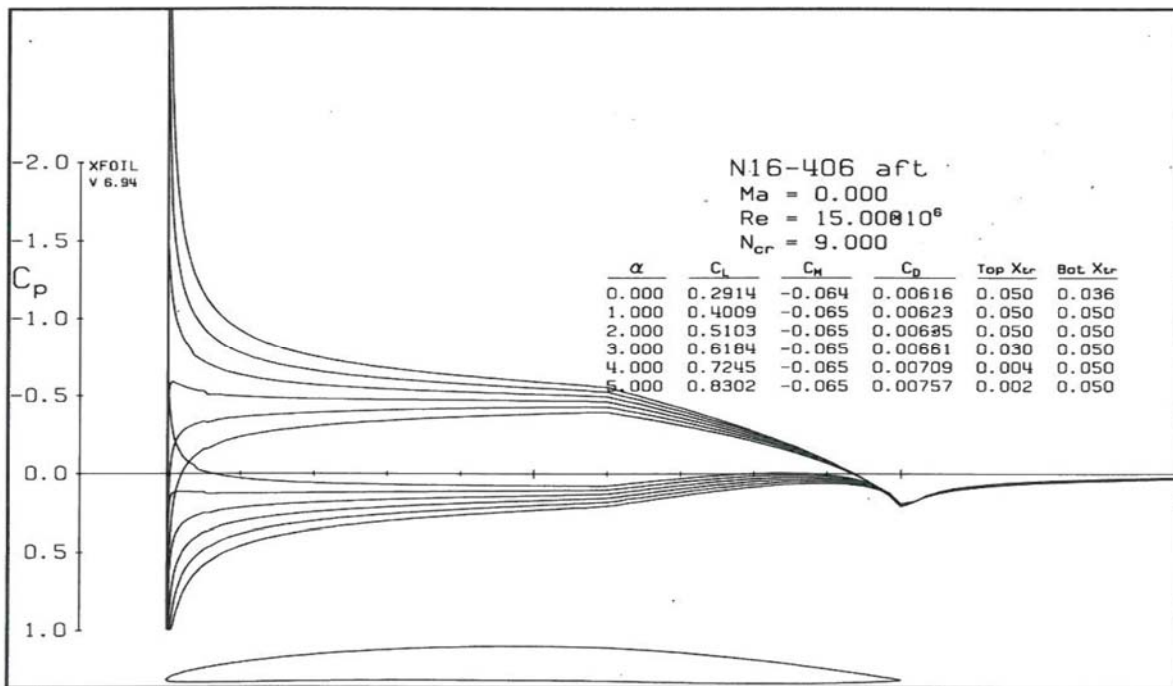
Andamento del coefficiente C_p per profilo NACA 16 linea
 mediana 65



Andamento del coefficiente C_p per profilo NACA 16 linea
 mediana "a"



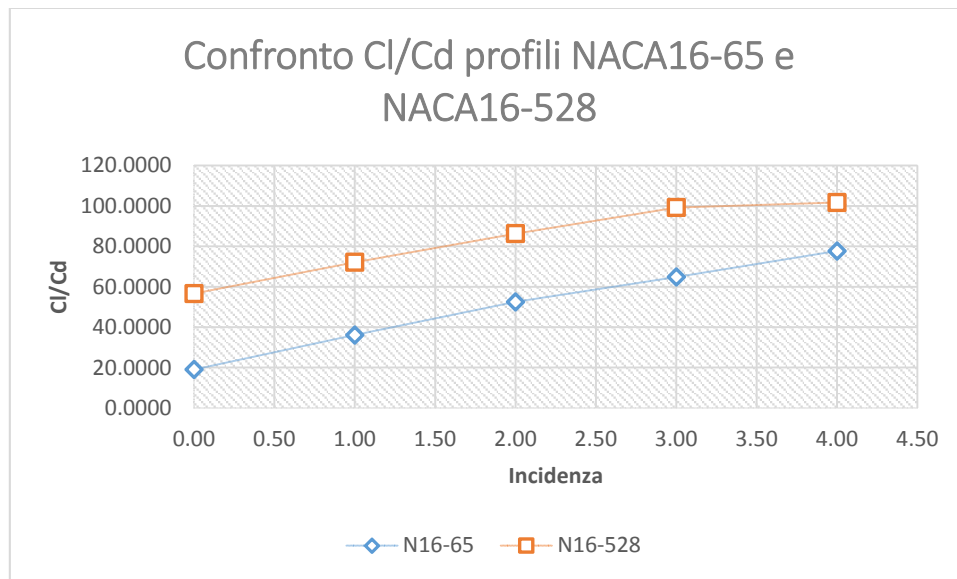
Andamento del coefficiente C_p per profilo NACA 16 linea
 mediana 65



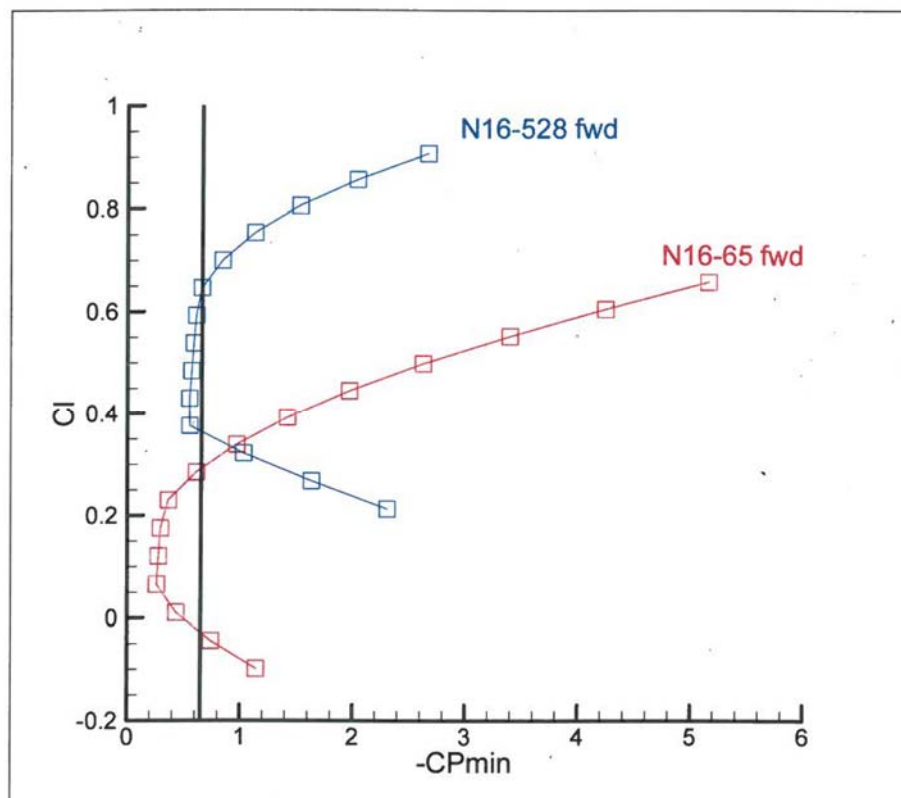
Andamento del coefficiente C_p per profilo NACA 16 linea
 mediana "a"

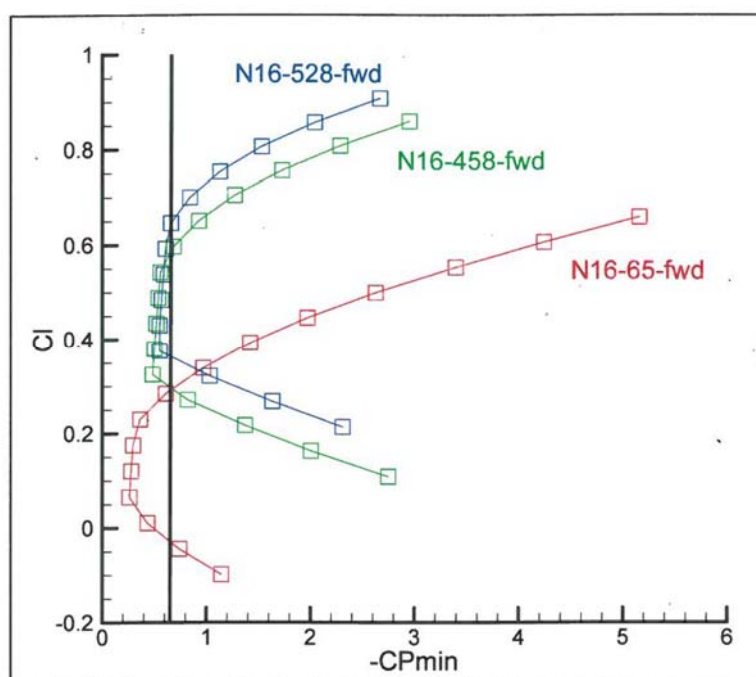
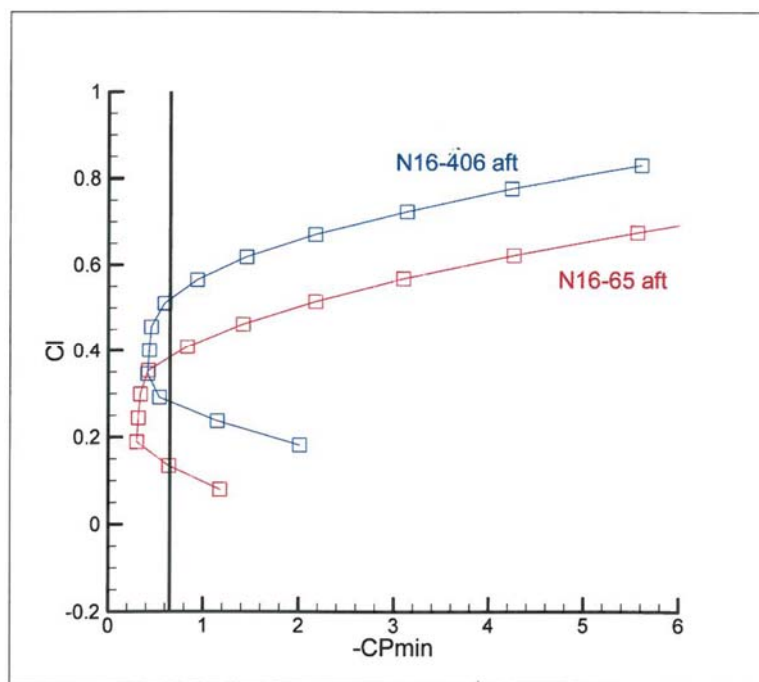
Linea mediana

N16-65				N16-528			
alfa	C_L	C_D	C_L/C_D	alfa	C_L	C_D	C_L/C_D
0.00	0.1203	0.0063	19.0348	0.00	0.3760	0.0066	56.6265
1.00	0.2299	0.0064	36.0911	1.00	0.4844	0.0067	72.0833
2.00	0.3390	0.0065	52.4768	2.00	0.5927	0.0069	86.2737
3.00	0.4400	0.0068	64.8012	3.00	0.7003	0.0071	99.1926
4.00	0.5525	0.0071	77.7075	4.00	0.8064	0.0079	101.6898



A seguire vengono riportati i bucket di cavitazione dove viene mostrato il coefficiente di pressione minima confrontato con il C_l .





Il numero di cavitazione, per una velocità di 36 nodi è pari a 0.65.

Dalle analisi sopra effettuate si è riscontrato che il profilo N16 con linea mediana "a" risulta più adatto del

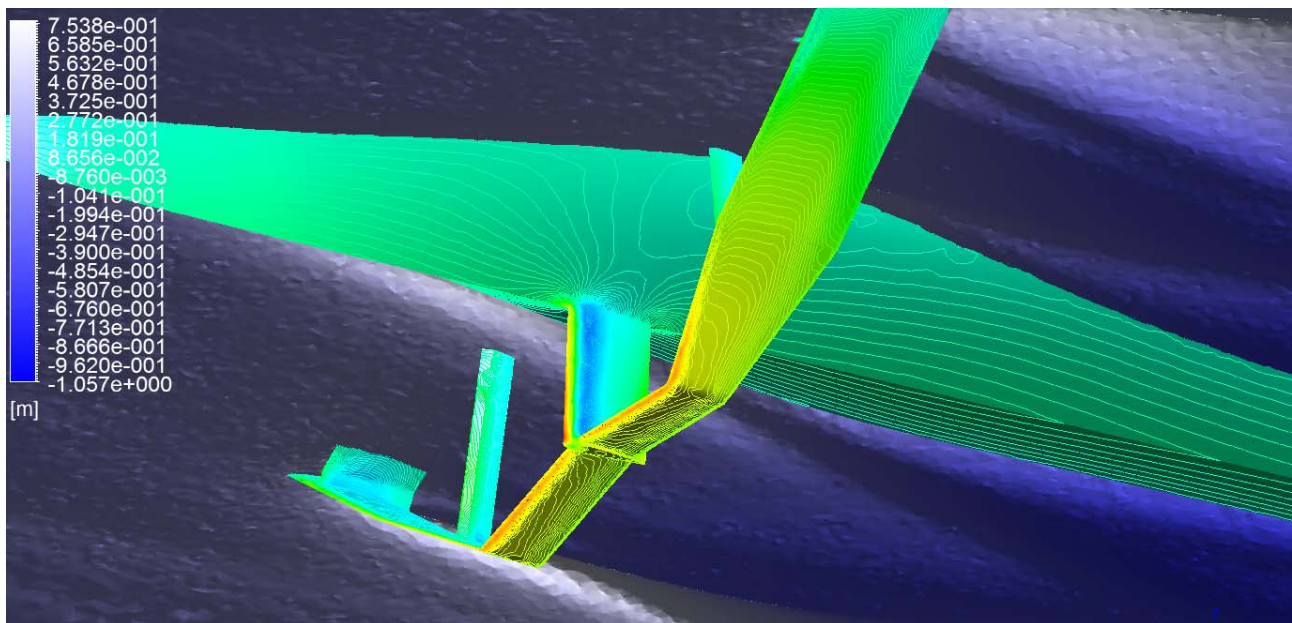
profilo N16 con linea mediana 65. Il profilo N16-a permette di avere a parità di incidenza un rapporto C_l/C_d più elevato e di lavorare in assenza di cavitazione.

I principi di progettazione delle strutture alari degli aliscafi adottano sia i fondamenti dei principi di progettazione delle ali degli aerei sia i principi delle costruzioni navali.

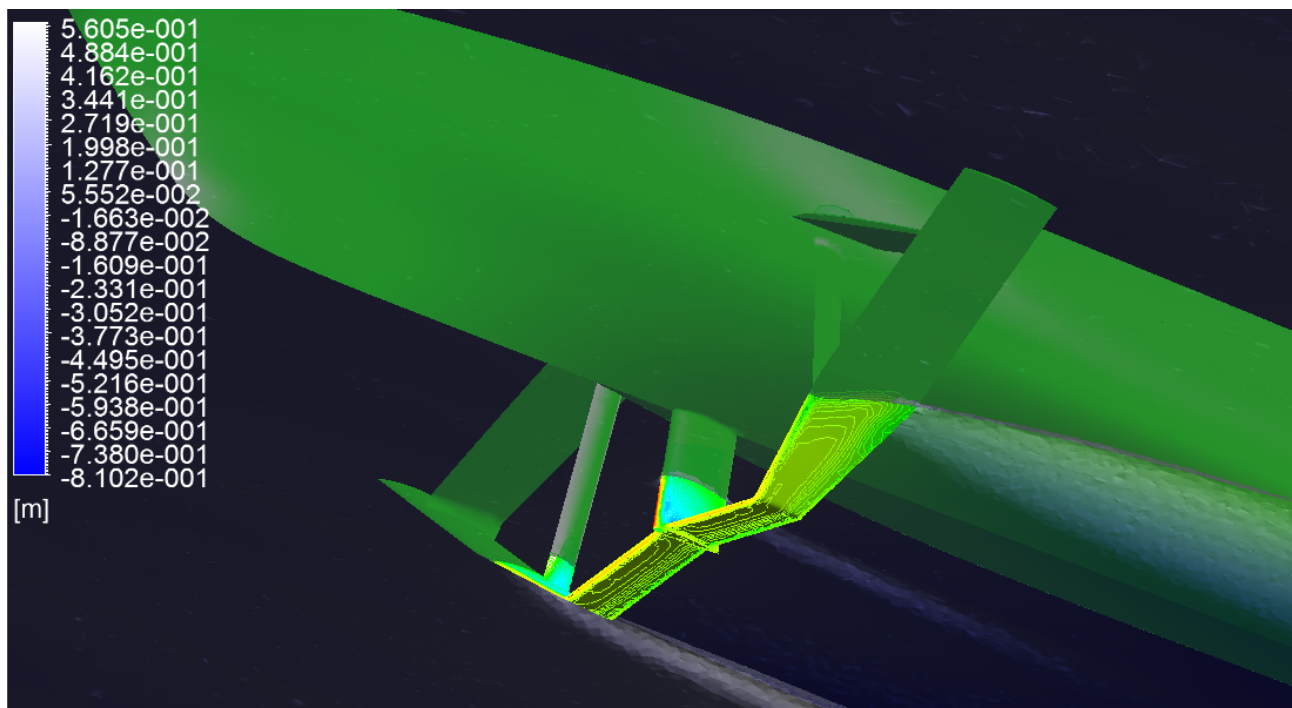
La progettazione strutturale del sistema alare risulta efficace qualora siano conosciute le distribuzioni di carico sia statico che dinamico che grava sul sistema alare in tutte le condizioni di navigazione.

Non esistono in letteratura criteri o guide relative alla progettazione strutturale delle ali e montanti degli aliscafi, quindi le fasi di dimensionamento seguiranno la classica procedura della spirale di progetto, tenendo presente che i montanti che collegano le ali allo scafo hanno una notevole influenza sulla resistenza al moto dell'aliscafo.

Come primo step è stata effettuata l'analisi dei carichi agenti sulle ali, a seguire si riportano le distribuzioni di carico per la velocità di 20 nodi e 35 nodi.



Andamento delle pressioni a 20 nodi



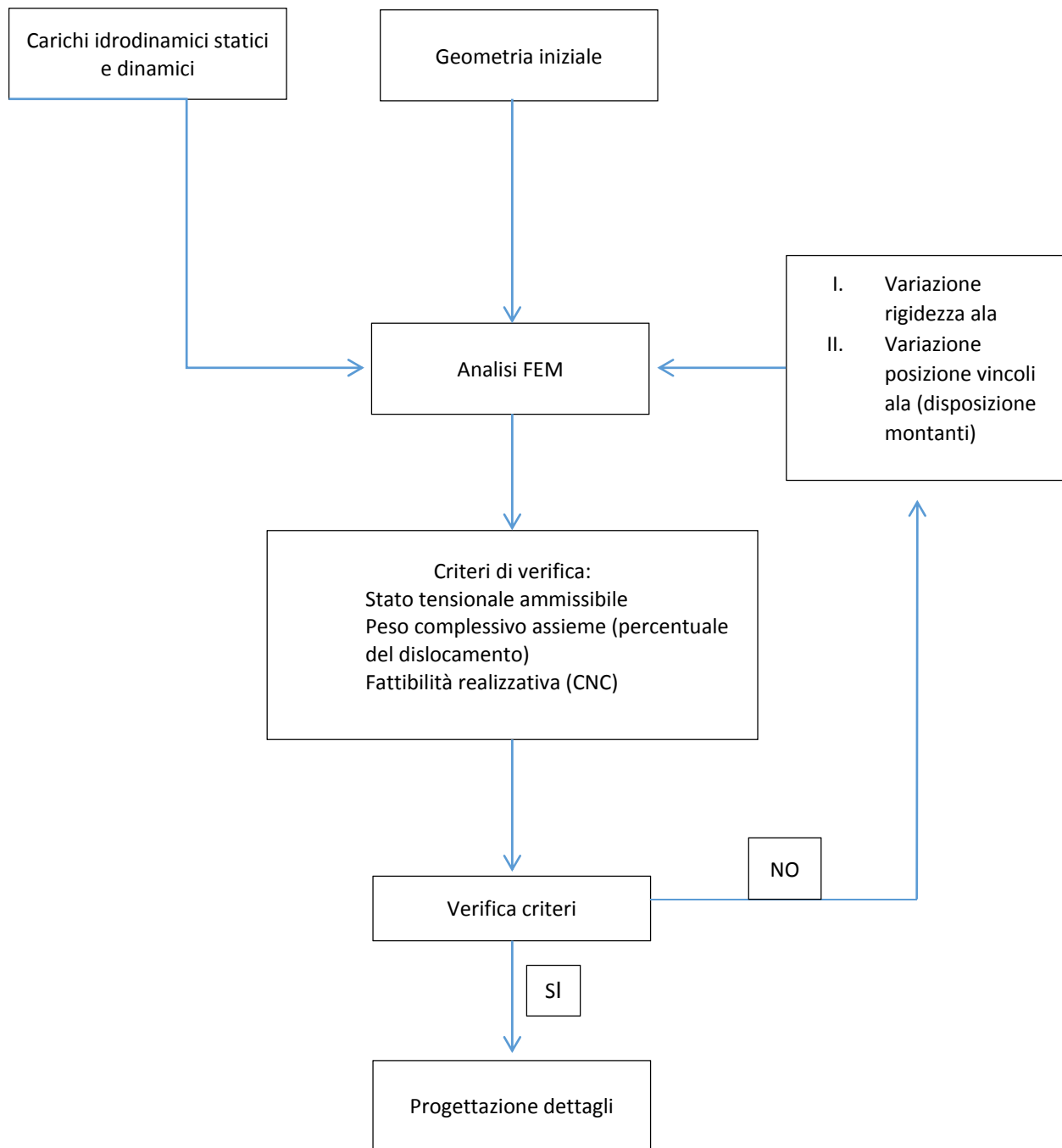
Andamento delle pressioni a 35 nodi

Dai carichi agenti si passa di conseguenza alla determinazione dello stato tensionale agente sulle ali.

Il primo modello di ala studiato è caratterizzato dall'essere un blocco totalmente pieno. L'analisi di un

ala totalmente piena ha fondamento solo teorico, in quanto la realizzazione di ali totalmente piene darebbe luogo a dei pesi molto elevati.

Questo tipo di analisi, però, è il punto di partenza per effettuare l'ottimizzazione della struttura, infatti in questo modo si può tenere sotto controllo la variazione di rigidità lungo l'apertura alare, ricordando che nelle strutture iperstatiche la variazione di rigidità gioca un ruolo fondamentale nella distribuzione degli stati di sollecitazione. Si riporta a seguire il ciclo di progettazione-ottimizzazione seguito:



Capitolo 2 Dinamica del volo e l'influenza della carena

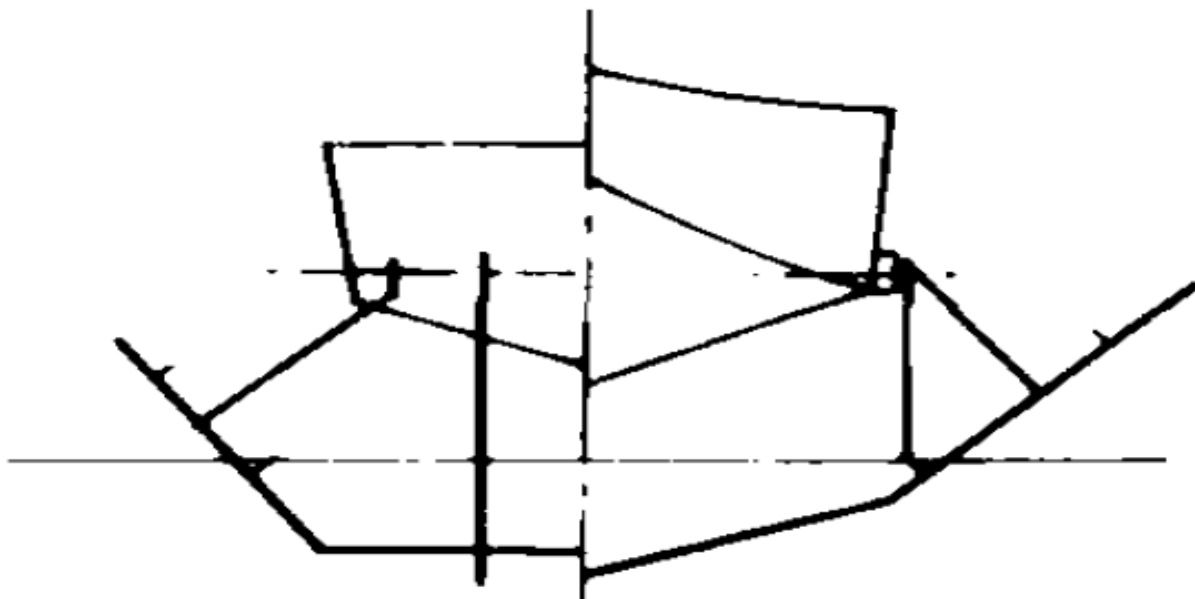
Lo studio dell'architettura dello scafo è stato fortemente caratterizzato dall'analisi delle dinamica del decollo e del volo, tipiche e delicate fasi della navigazione dei mezzi a sostentamento alare.

Nella prima fase ricoprono particolare importanza le forme dello scafo che vengono studiate per poter favorire il giusto assetto e una minima resistenza per il regime di moto associato. Il giusto equilibrio tra angolo di rialzamento del fondo, larghezza allo spigolo, angolo di ingresso della linea d'acqua e tutte le componenti che influenzano la resistenza al moto e l'assetto di decollo devono essere attentamente studiate al fine poter completare con successo, sulla base delle esigenze propulsive.

A basse velocità l'aliscafo si comporta in modo simile agli scafi veloci, nel campo dei semi-dislocanti, con curve di resistenza, crescenti rapidamente al crescere della velocità fino a raggiungere la fase di transizione. Le forme dello scafo vanno dimensionate attentamente, la loro

influenza è notevole nel regime di transizione tra hullborne e foilbone. Generalmente per le configurazioni alari di tipo AVION si preferisce una forma di carena con alzata in chiglia piuttosto accentuata, scelta necessaria perché in questo modo lo scafo riduce la propria influenza nello sviluppo degli angoli di assetto all'aumentare della velocità, questa teoria è associata oltretutto alla posizione longitudinale del baricentro che nella configurazione AVION risulta tendente verso proravia, quindi la riduzione delle aree immerse verso poppavia favorisce questa tendenza. Gli scafi nella configurazione alate di tipo CANARD le forme dello scafo sono ad altezza di chiglia costante con posizione arretrata del centro di massa longitudinale.

Il sistema alare studiato è di tipo intersecante (wave-piercing), caratterizzato da angoli diedri e corda variabili lungo l'apertura alare. Questo tipo di configurazione alare viene denominata "Schertel-Sachsenberg foil system".



Sistema alare Schertel-Sachsenberg

In fase di volo "foil-borne" le ali sono parzialmente immerse, la parte restante emersa permette di garantire al mezzo una adeguata riserva di spinta.

Il vantaggio principale di questo sistema alare, rispetto ad una soluzione ad ali completamente immerse, è quello di essere dinamicamente stabile nei moti di rollio, sussulto e beccheggio. Il sistema alare viene automaticamente stabilizzato dalla riserva di spinta della parte emersa delle ali.

Di contro questa extra-area produce durante la fase di decollo un picco di resistenza al moto, quindi la variazione di corda lungo l'apertura alare deve essere ottimizzata al meglio in modo da garantire sia una adeguata

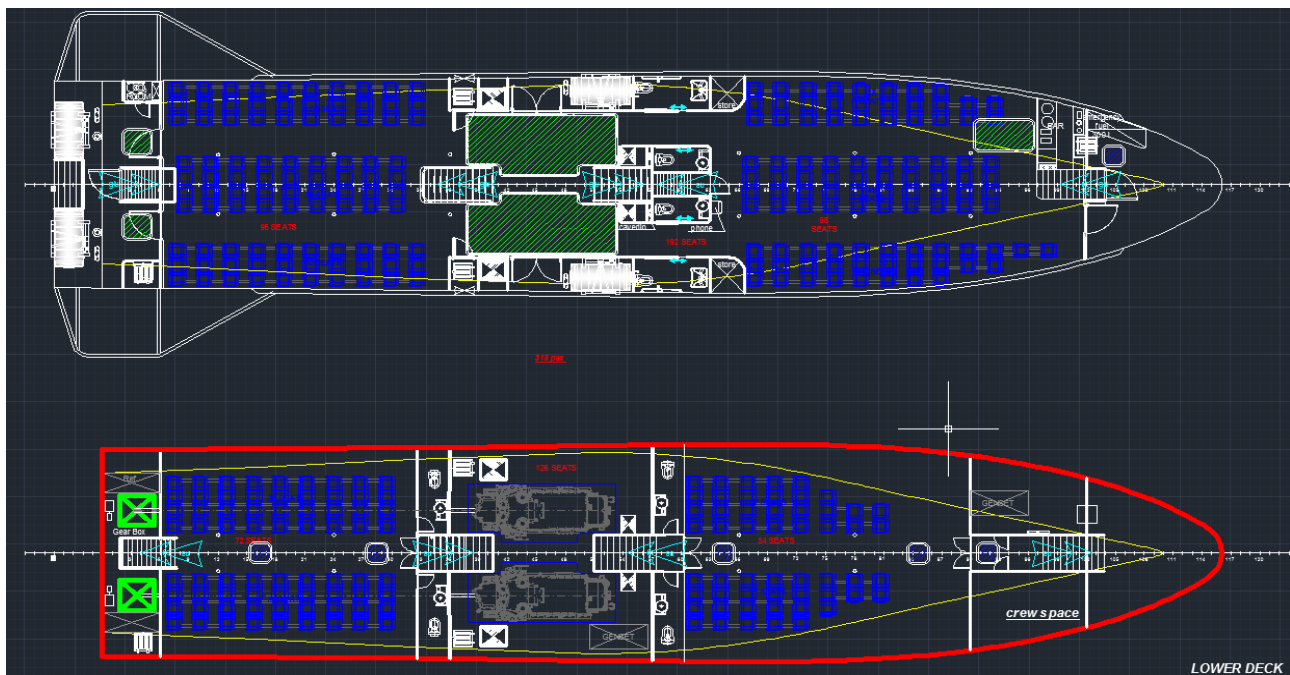
riserva di spinta in volo, che una riduzione della resistenza durante la fase di decollo.

Un altro fondamentale aspetto riguarda la distribuzione del carico agente sulle due ali. Questa distribuzione deriva dalla posizione sia del baricentro della nave, e sia dalla distanza delle ali da questo. La posizione del baricentro influenza fortemente le forme di carena.

La percentuale di carico supportata dall'ala influisce notevolmente sulle prestazioni in fase di decollo dell'aliscafo. La classificazione della distribuzione viene tradizionalmente definita come:

- Tipo AVION: la posizione dell'ala prodiera è situata al centro nave, quasi in corrispondenza del baricentro, l'ala di prua si fa carico del 90% del peso nave.
- Tipo TANDEM: l'ala di prua si fa carico dal 55% al 70% del peso nave.
- Tipo CANARD: l'ala di poppa si fa carico del 90% del peso nave.

La scelta è influenzata anche dal layout generale della nave, posizione dei motori e forme di carena.



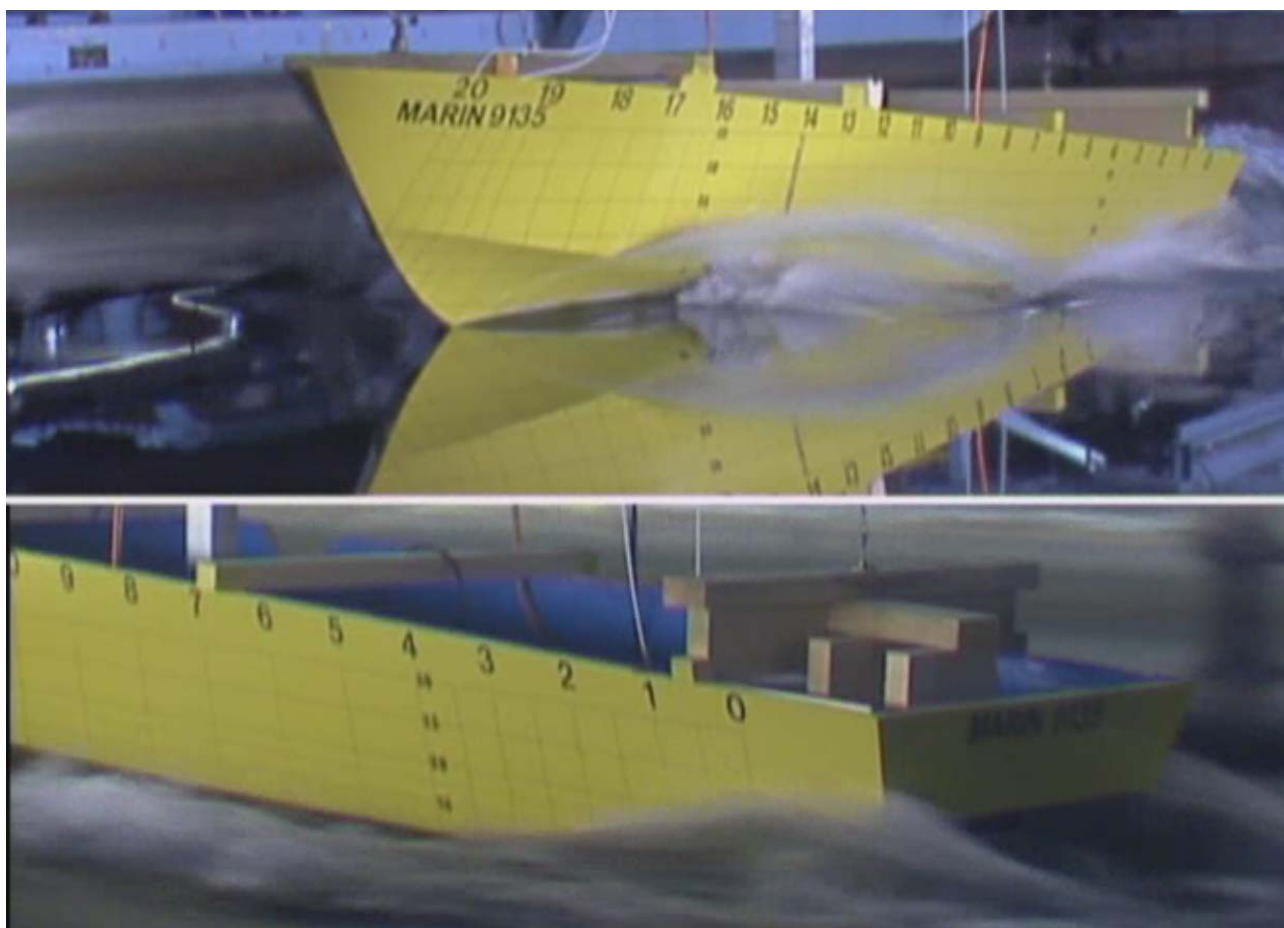
Layout del ponte per una configurazione TANDEM-CANARD.

La variazione di carico dell'ala di prua per un sistema alare di tipo tendem, come sopra accennato, può variare da un 55% a un 70% . Il campo di variazione risulta essere molto ampio da qui nascono differenze notevoli durante la fase di decollo che risulta essere la condizione più delicata nella progettazione dell'idrodinamica dell'aliscafo.

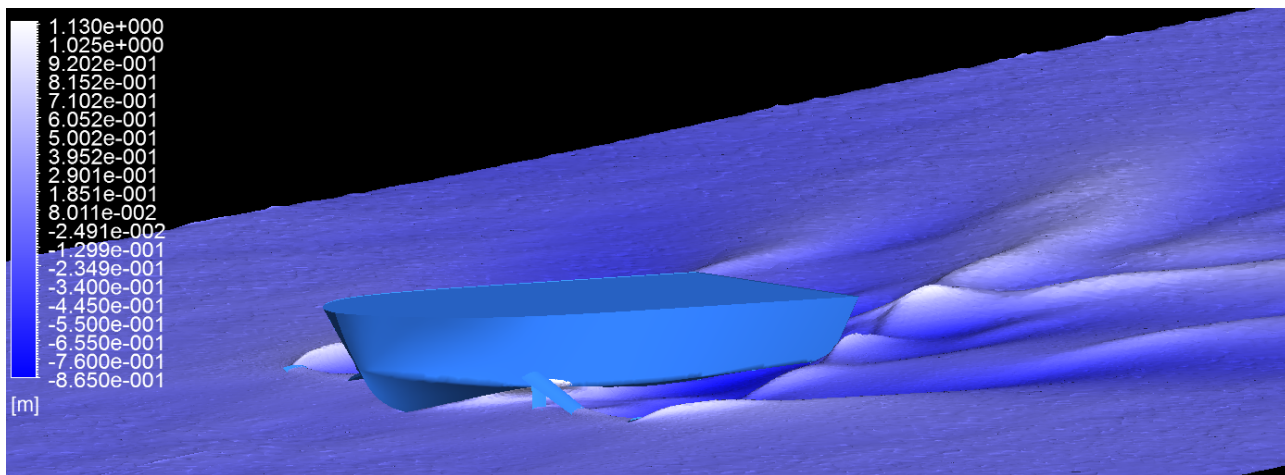
Gli aliscafi ad ali secanti di tipo tradizionale (Supramar) sono caratterizzati da una configurazione di carico alare pari al 70% dell'ala di prua e 30 % quella di poppa. Le forme di carena per questo tipo di aliscafo richiamano la serie sistematica 65-A, quindi carene studiate per operare

nel campo della planata e pre-planata. Questo tipo di aliscafo ha la caratteristica di operare con alti angoli di assetto durante la fase di decollo, quindi con incidente maggiori. Il vantaggio di questa soluzione si traduce in una riduzione dei tempi decollo.

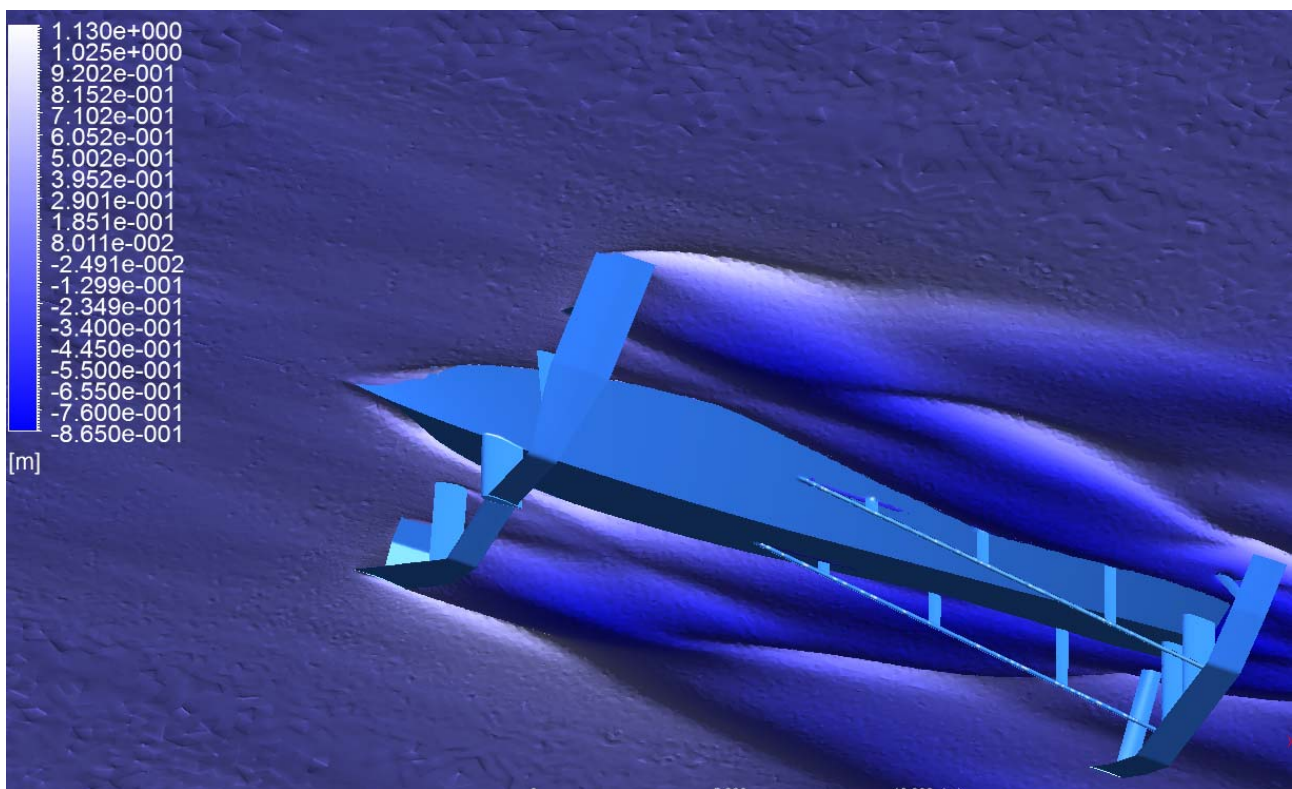
La carena influenza molto il modo di decollare per questo tipo aliscafo.



Aliscafo con carena a spigolo in fase di decollo a 20 nodi



Aliscafo con carena a spigolo in fase di decollo a 20
nodi



Aliscafo con carena a spigolo in fase di decollo a 20
nodi

Il principale svantaggio di questa configurazione è che

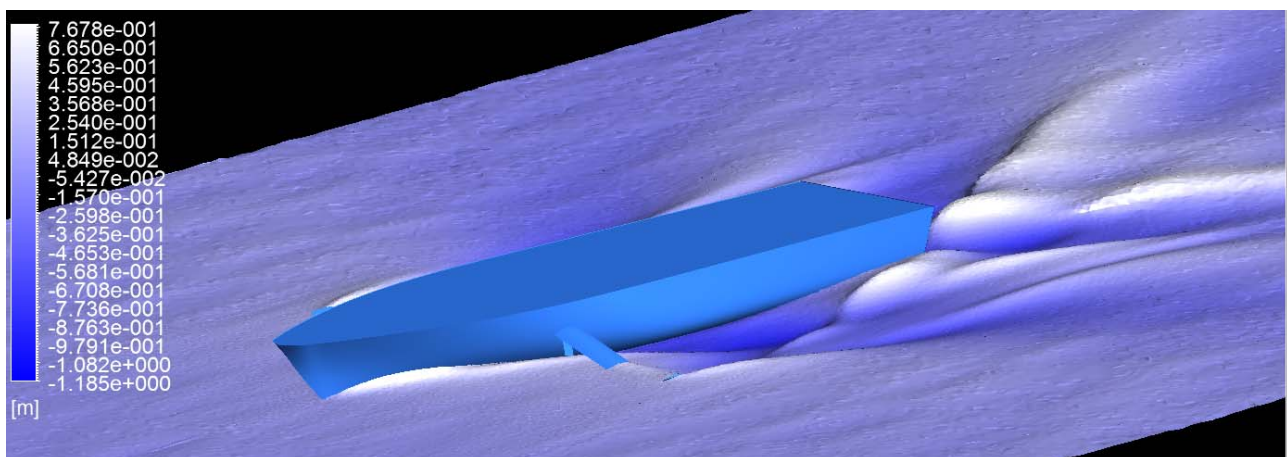
nell'operare ad elevati angoli di assetto, pur avendo un vantaggio sui tempi di decollo, la resistenza al moto risulta molto elevata. Il picco di resistenza si ha per valori di velocità compresi tra i 10 e i 20 nodi per un aliscafo di circa 120 tonnellate di dislocamento. La carena a forme a V per aliscafi di grandi dimensioni risulta portare grossi svantaggi a causa proprio delle elevate potenze richieste in fase di decollo. Bisogna anche tener presente che il surplus di potenza richiesto alle basse velocità dal motore, non viene poi impiegato alla massima velocità, a causa del complesso compromesso che si deve avere nel bilanciamento del rapporto passo-diametro delle eliche.

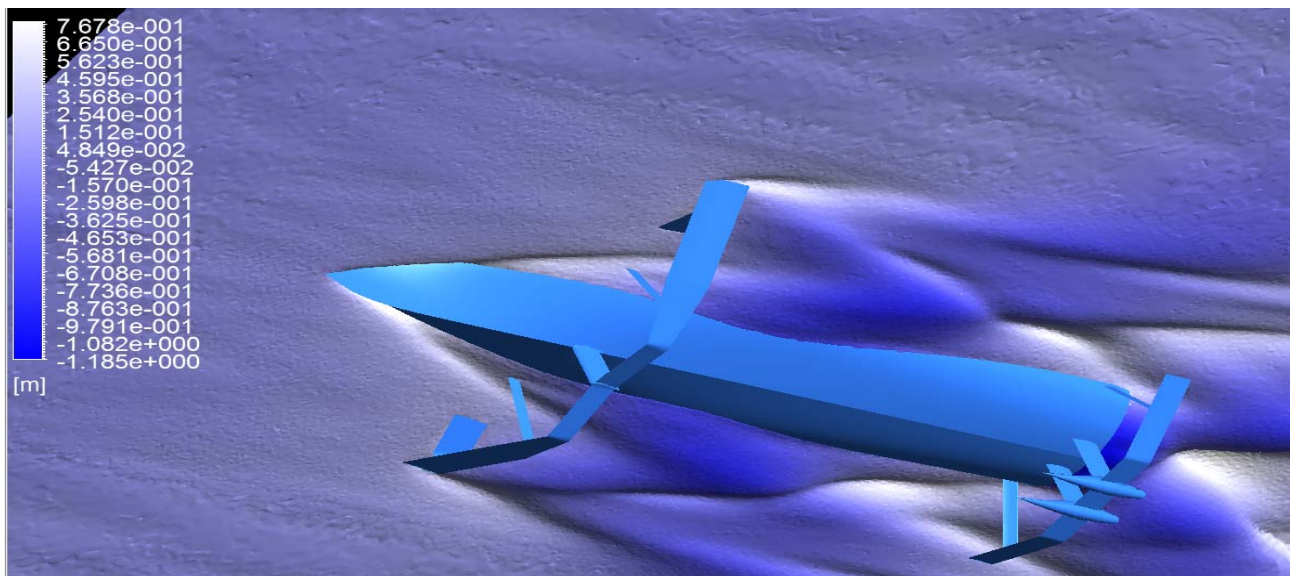
Per l'aliscafo in progetto (HF02) si è partiti dal presupposto che la carene non deve guidare la fase di decollo, ma devono essere le ali stesse a condurre il mezzo e guidare gli assetti. Oltretutto la carena deve offrire un bassa resistenza al moto per il campo di velocità compreso tra i 10 e i 20 nodi.

La soluzione ottimale, che ha permesso di ridurre notevolmente la resistenza in fase di decollo, è stata quella di bilanciare il rapporto di carico tra le ali, portando l'ala di prua dal 70% al 60% di carico e di

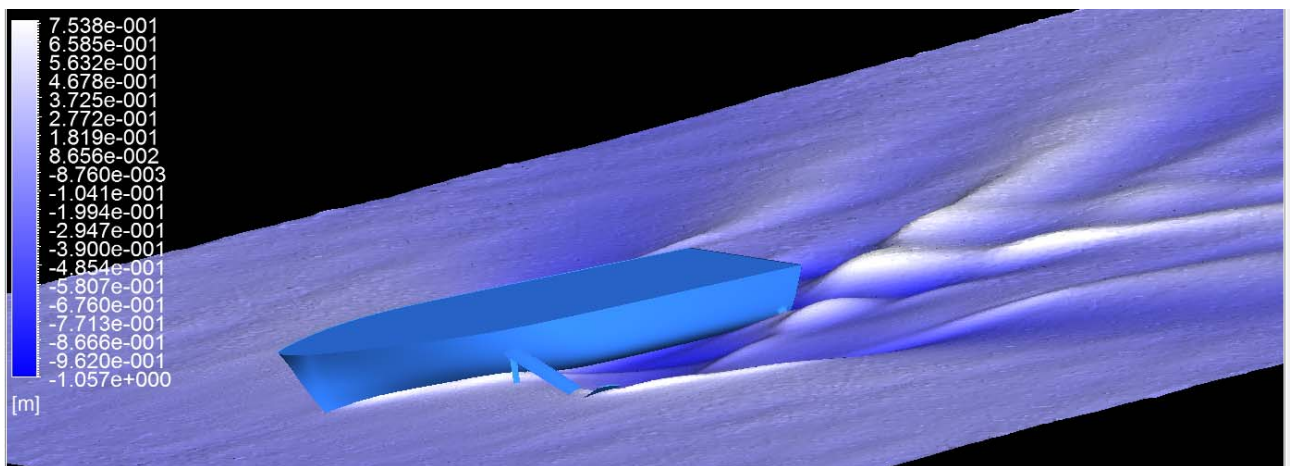
conseguenza quella di poppa dal 30 al 40%. A questo spostamento di carico si associa anche un cambiamento delle forme di carena, passando da una soluzione a spigolo ad una carena di tipo round-bilge.

La carena a forme piene, con piccoli angoli d'ingresso della linea d'acqua, permettono di avere una ottima resistenza alle basse velocità e non presenta apprezzabili variazioni di assetto. In questo modo il decollo avverrà con angoli di incidenza ridotti.

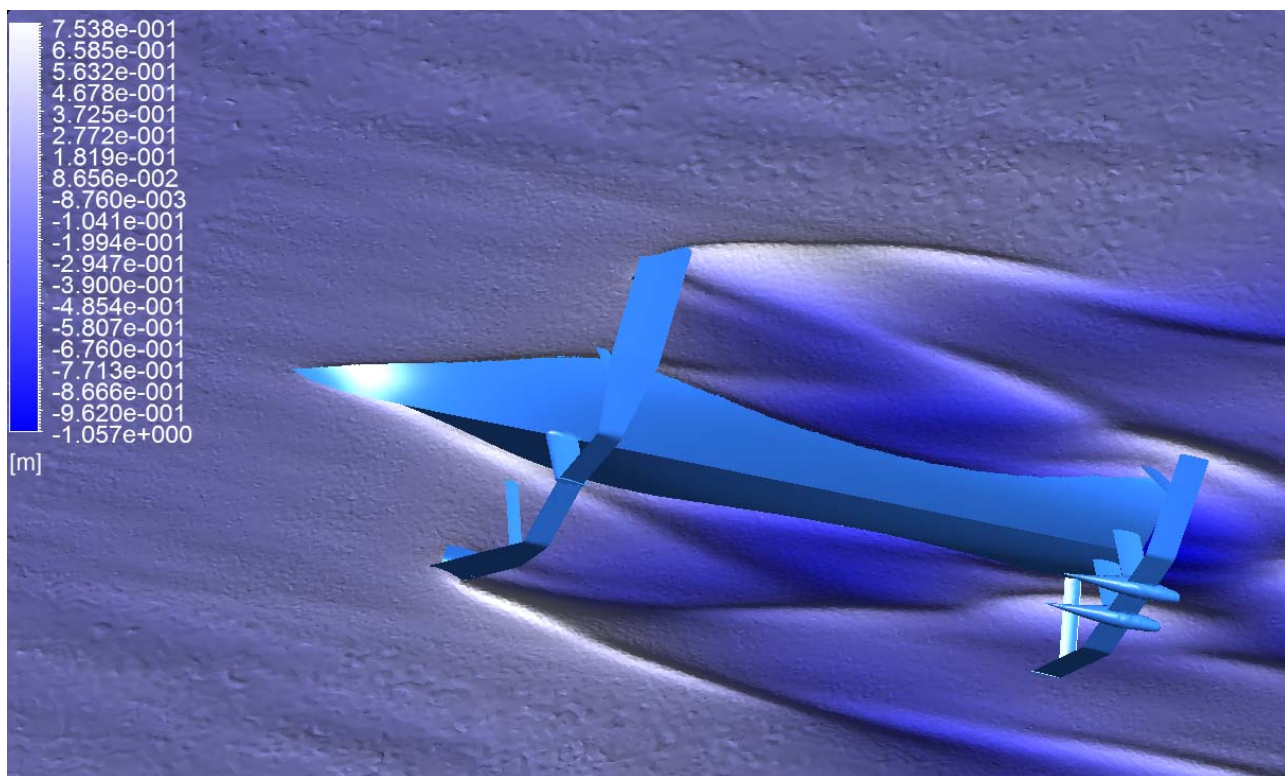




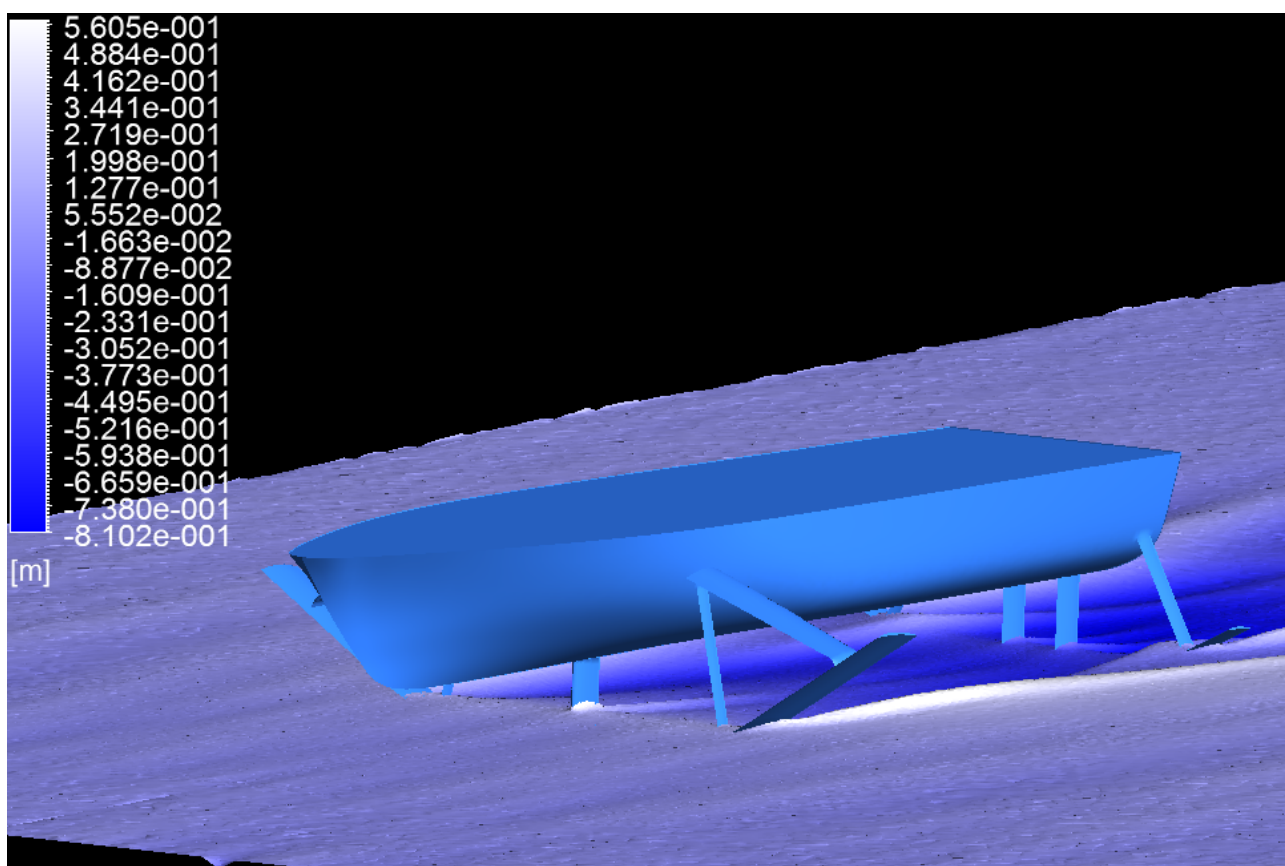
Aliscafo con carena a forme piene a 16 nodi



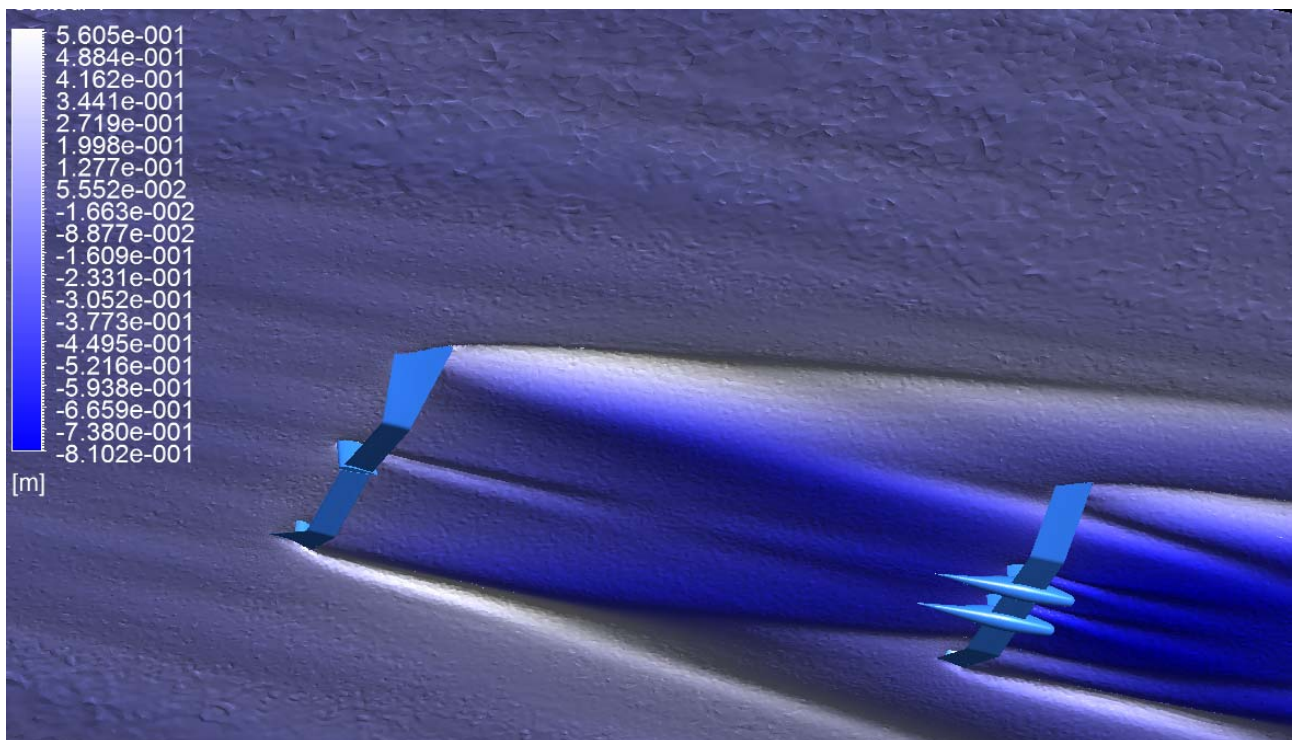
Aliscafo con carena a forme piene a 20 nodi



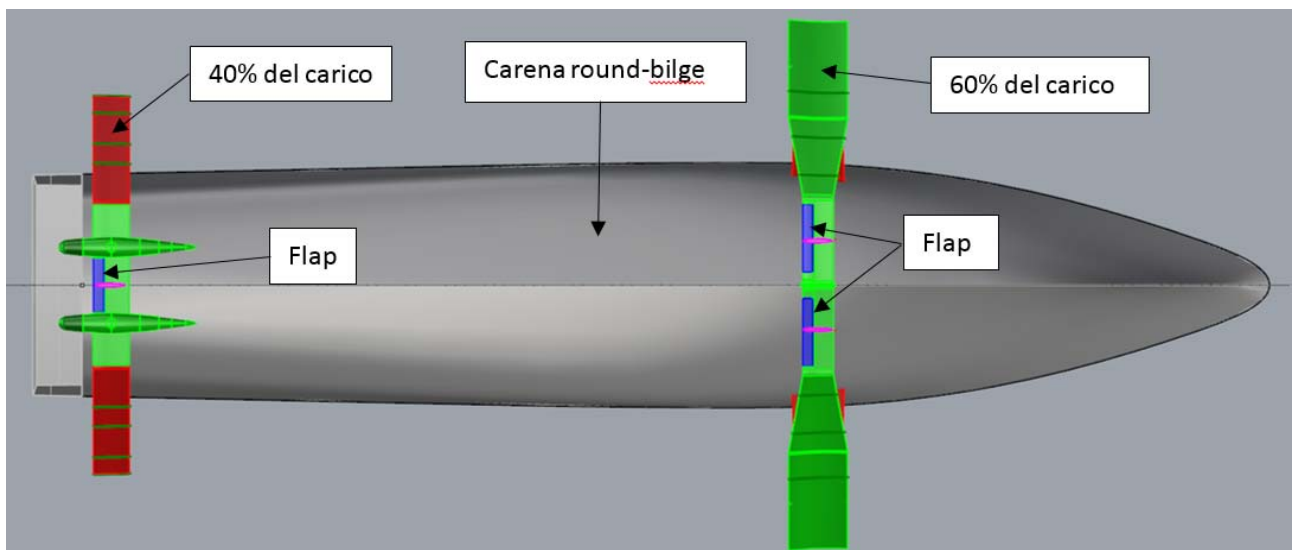
Aliscafo con carena a forme piene a 20 nodi



Aliscafo con carena a forme piene a 35 nodi



Aliscafo con carena a forme piene a 20 nodi



Layout sistema alare

La carena, come affermato in precedenza, gioca un ruolo fondamentale durante la fase di decollo dell'aliscafo,

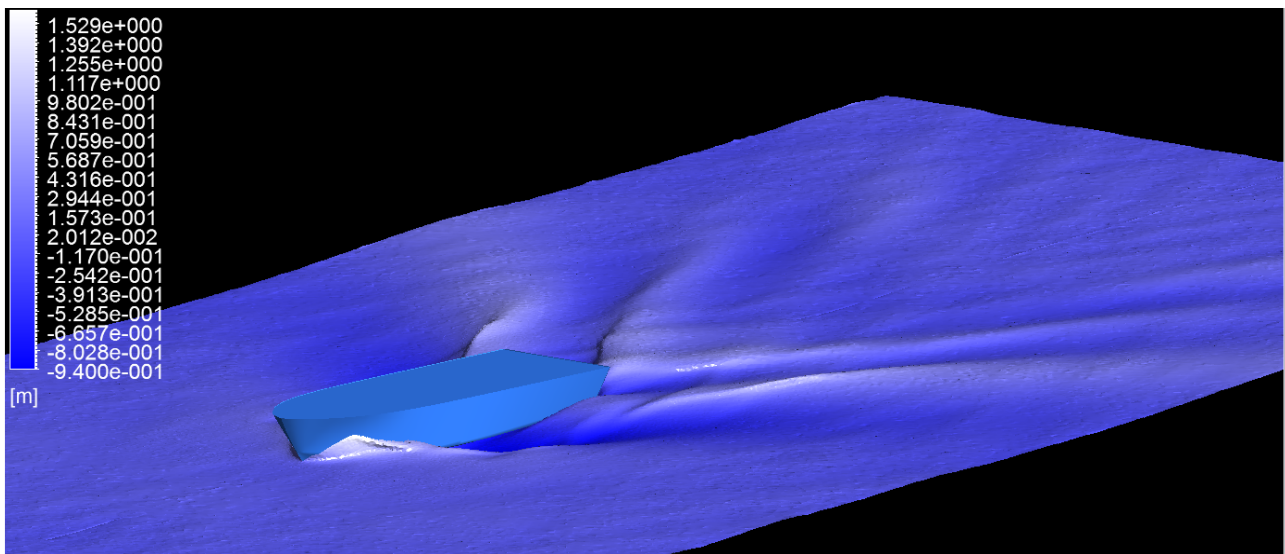
questo perché deve offrire la minima resistenza al moto quando si trova immersa. La fase di decollo comprende un campo di velocità tra i 10 e i 20 nodi, il completo distacco dall'acqua della carena generalmente avviene tra i 24 e i 28 nodi. Si può comunque affermare che superati i 20 nodi la carena non offre più valori di resistenza apprezzabili, questo perché la porzione di scafo ancora immersa risulta molto ridotta.

Durante la fase di decollo il numero di Froude varia tra i 0.27 e i 0.53, in questo campo di velocità la preferenza cade su forme di carena tonde con ridotti angoli d'ingresso delle linee d'acqua, cercando di minimizzare il più possibile la separazione del flusso.

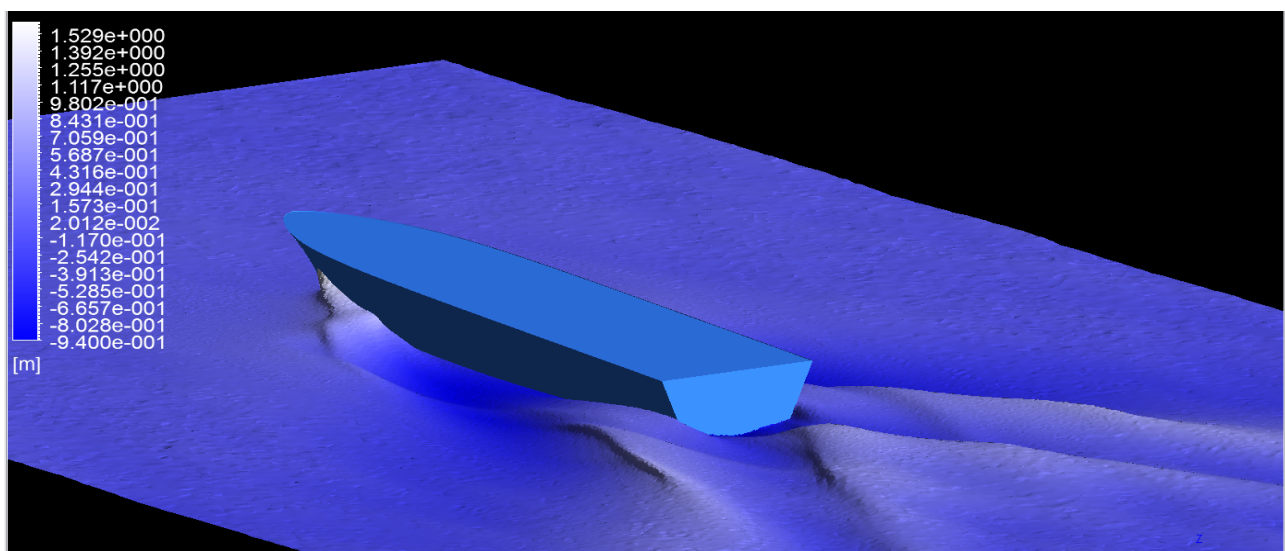
Le carene a spigolo risultano poco adatte per essere adoperate in quel campo di velocità, questo perché le forme a V, necessaria per generare pressioni positive e quindi una separazione anticipata del flusso, generano valori di resistenza maggiori e notevole formazione ondosa. Il vantaggio nell'utilizzo di carene a spigolo ricade quando il numero di Froude è maggiore di 1.1, e il numero di Froude volumetrico maggiore di 2-2.5, in questo caso le forme tonde della carena utilizzata genererebbero delle pressioni negative che farebbero aumentare notevolmente

gli angoli di assetto causando un notevole aumento di resistenza.

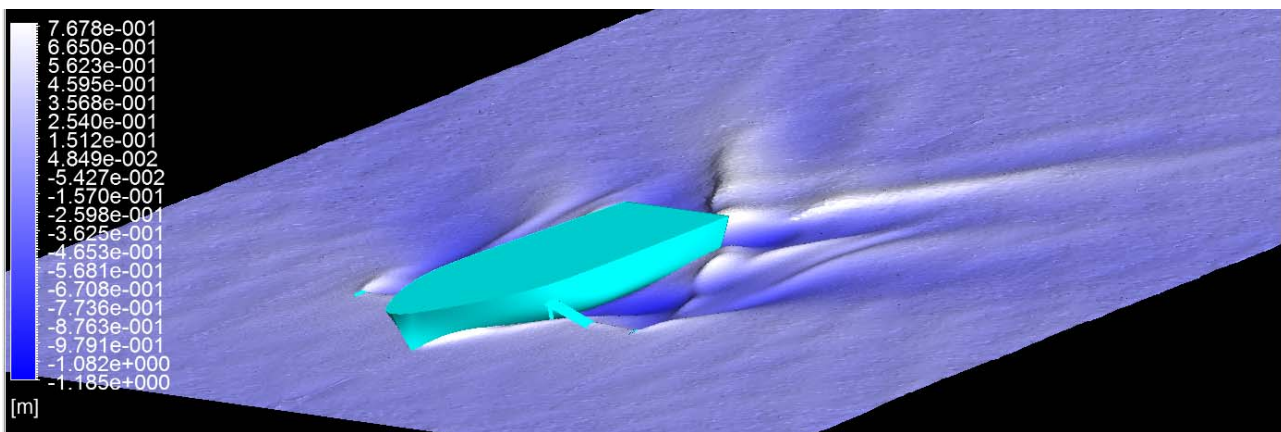
A seguire si riportano le immagini del treno ondoso ad una velocità di 16 nodi rispettivamente per una carena a V della serie 65 e una carena round-bilge.



Aliscafo con scafo a V, serie 65



Aliscafo con scafo a V, serie 65



Aliscafo con scafo round-bilge

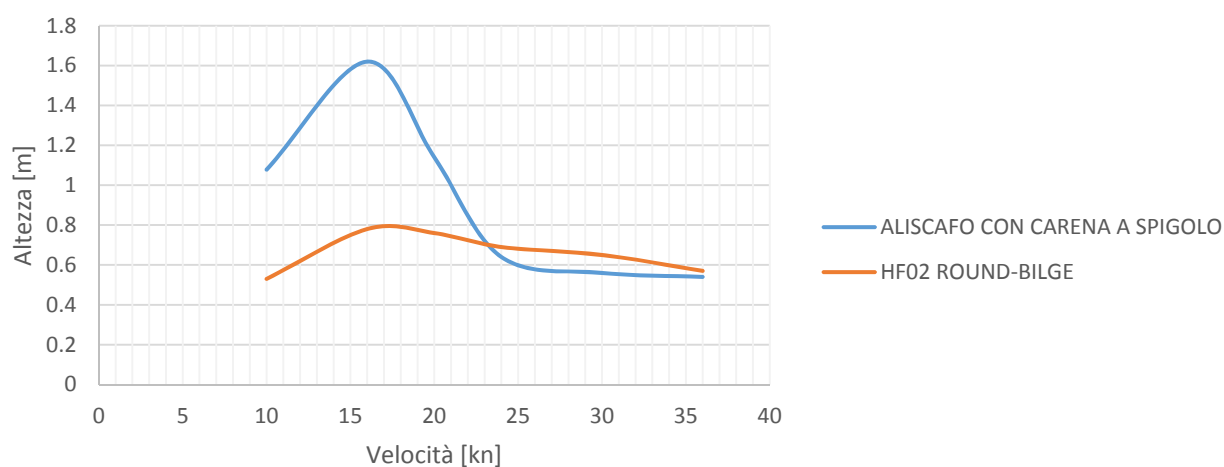
In conclusione, le analisi fluidodinamiche effettuate consentono di riportare i valori numerici dell'altezza d'onda dell'unità in studio di tipo round bilge da 155 tonnellate confrontati con i valori numerici relativi ad una unità tradizionale con carena a spigolo da 120 tonnellate.

Picco massimo positivo [m]		
V [kn]	Aliscafo carena spigolo	Aliscafo HF02 a round bilge
	$\Delta=120$ [t]	$\Delta=155$ [t]
10	1.078	0.53
16	1.62	0.78
20	1.14	0.76
24	0.64	0.69
30	0.56	0.65
36	0.54	0.57

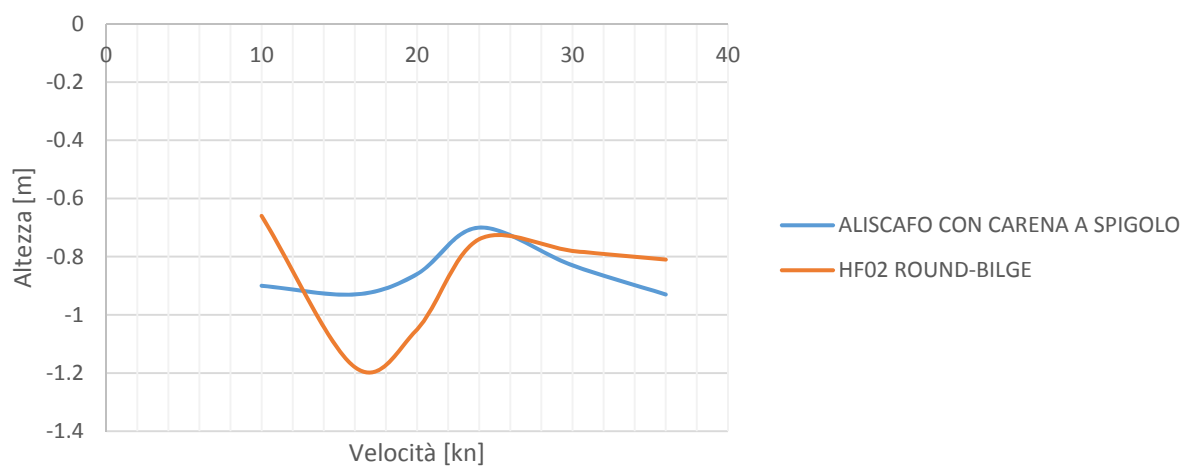
Picco massimo negativo [m]		
V [kn]	Aliscafo carena spigolo	Aliscafo HF02 a round bilge

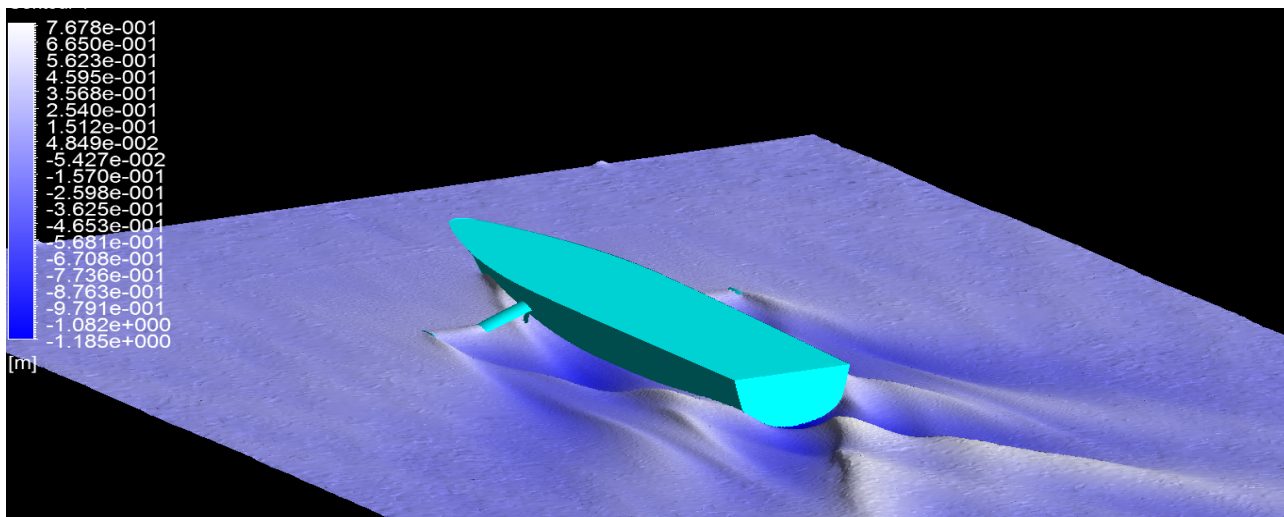
	$\Delta=120$ [t]	$\Delta=155$ [t]
10	-0.9	-0.66
16	-0.93	-1.18
20	-0.86	-1.05
24	-0.7	-0.74
30	-0.83	-0.78
36	-0.93	-0.81

Picco massimo positivo



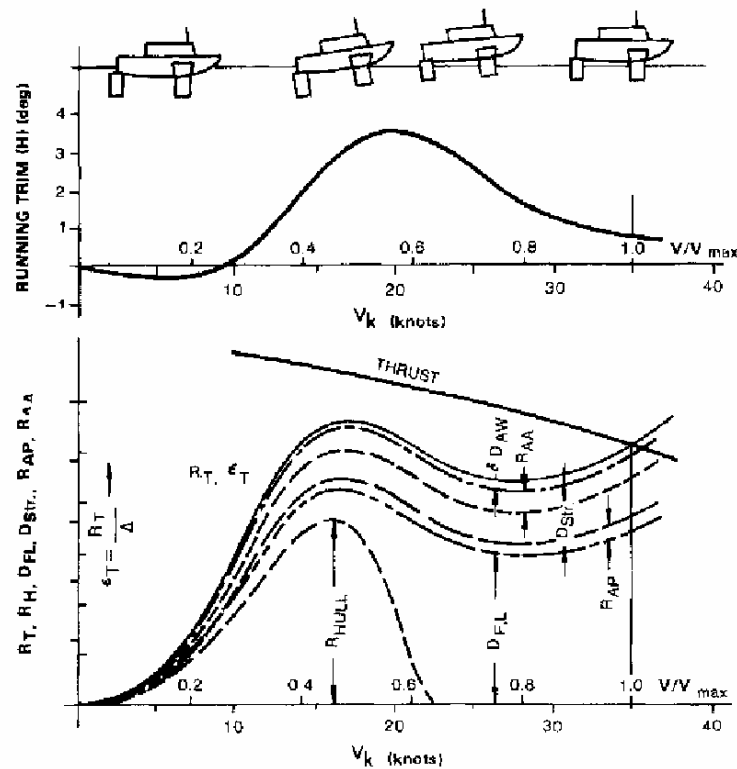
Picco massimo negativo





Aliscafo con scafo round-bilge

La spinta idrodinamica delle ali in questo modo solleverà lo scafo in modo da ridurre la resistenza permettendogli di accelerare rapidamente. A velocità nettamente superiore a quella di decollo la carena è totalmente emersa ed il mezzo viaggia a totale sostentamento idrodinamico. Nella figura a seguire viene riportato il tipico andamento della curva di resistenza degli aliscafi.



Le strutture dello scafo vanno verificate sia localmente che globalmente.

La trave-nave viene sollecitata nei seguenti modi:

- carichi indotti allo scafo dal mare (pressione di impatto dovuta a slamming, pressioni esterne dovute ai battenti idrostatici ed ai carichi d'onda);
- carichi dovuti alla distribuzione dei pesi a bordo ed alle accelerazioni inerziali;
- carichi indotti dal sistema alare.

Il calcolo della robustezza longitudinale dello scafo viene effettuato attraverso la verifica del modulo di resistenza della Sezione Maestra seguendo il consolidato approccio della prassi navale. Per effetto dei su menzionati carichi, la trave-nave si inflette longitudinalmente sotto l'azione di un momento flettente longitudinale variabile lungo lo scafo e, a parità di ogni altra condizione, l'entità di questa deformazione è inversamente proporzionale al momento d'inerzia delle sezioni trasversali mentre conseguentemente l'entità delle massime tensioni normali dovute al momento flettente longitudinale è inversamente proporzionale al modulo di resistenza minimo delle sezioni. Poiché in genere il momento flettente raggiunge i suoi valori maggiori in prossimità del centro nave, tanto più nel caso del progetto di un aliscafo, la verifica delle caratteristiche geometriche della trave scafo è effettuata in corrispondenza della sezione maestra.

Per la determinazione del momento d'inerzia della Sezione Maestra vengono presi in considerazione tutti gli elementi strutturali longitudinalmente continui (almeno entro $0.4L$ al mezzo; L =lunghezza nave); e cioè:

- fasciame del ponte;
- fasciame del fianco;
- fasciame del fondo;
- fasciame del cielo del doppio fondo
(copertino);
- anguille rinforzate;
- correnti longitudinali;
- paramezzale centrale.

Capitolo 3 Prove in vasca prototipo HF01

A seguire verranno riportate le prove sperimentali effettuate sul prototipo di aliscafo HF01 di cui a seguire si riportano le caratteristiche principali:

Item	Value	Unit
Displacement	129.0	tons
Hull chine length	27.75	m
Transom chine beam	5.01	m
Transom deadrise angle	23.0	deg
Longitudinal centre of gravity	12.87	m
Vertical centre of gravity	2.47	m
Water density	1025	kg/m ³
Water temperature	15	°C
Propeller diameter	1.00	m
Pitch/diameter ratio	1.40-1.60	
Propeller type	B-series Gawn-Burrill	
Design speed	36	kts

Il progetto riguarda un aliscafo ad ali secanti con sistema alare di tipo AVION schertel-sachsenberg, propulso tramite una coppia di eliche supportate da una linea d'asse di tipo tradizionale inclinata di 12 gradi.

Le prove di resistenza sono state effettuate con l'ausilio della vasca navale del MARIN (Olanda). L'analisi preliminare relativa all'equilibrio dell'aliscafo in volo è stata effettuata tramite l'ausilio del software HYDROLIFT (vedere capitolo 7) per la l'analisi delle forze longitudinali, ali più scafo, al variare della velocità.

Il software permette in questo modo di analizzare gli assetti dell'aliscafo e le diverse quote di volo al variare della velocità.

Con la collaborazione della vasca navale sono state studiate le curve di resistenza e del rapporto portanza/resistenza al variare della velocità.

Le curve di potenza dell'aliscafo sono state confrontate con la curva di massima potenza del motore al fine di poter verificare il corretto dimensionamento dell'apparato propulsivo.

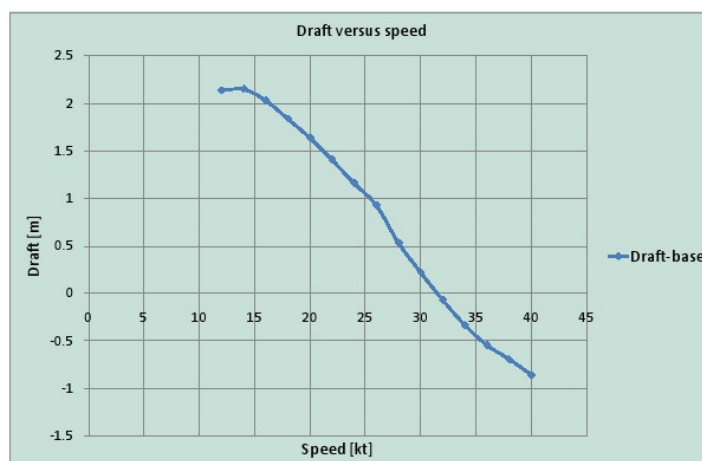
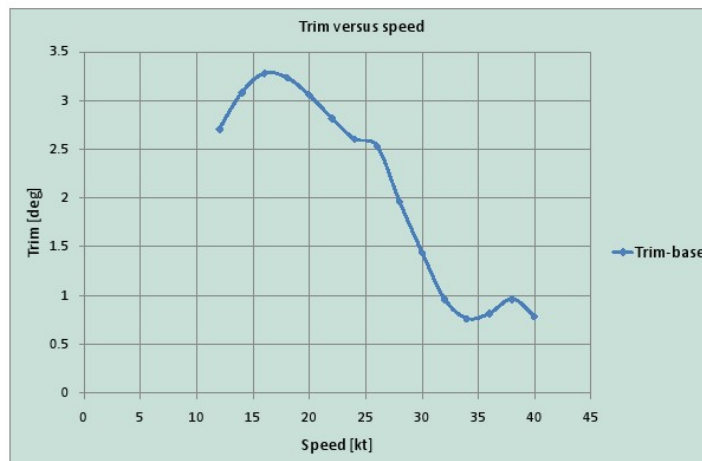
L'analisi dei moti nave è stata condotta per via numerica tramite il sw della vasca navale HYDSIM, che è in grado di risolvere le equazioni del moto nel dominio del tempo.

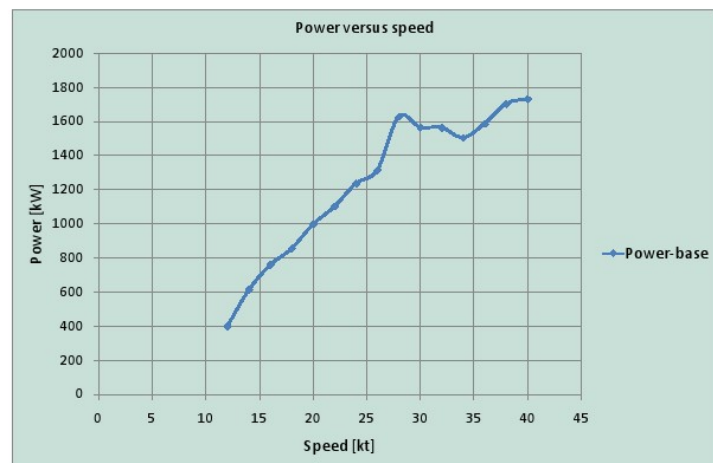
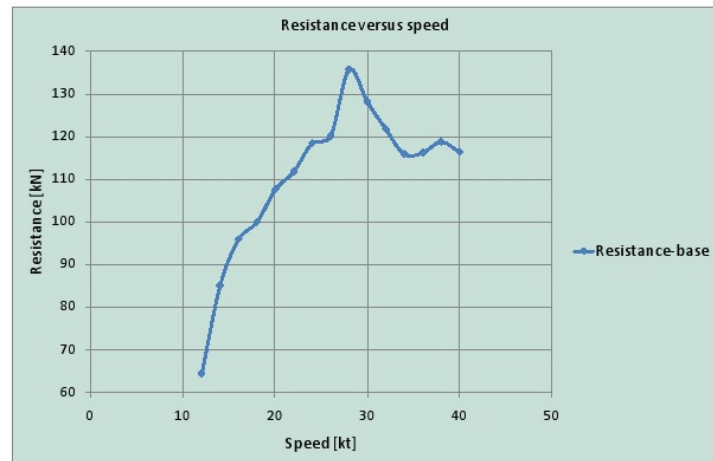
L'efficienza delle eliche, incluse le performances in cavitazione, è stata valutata sulla base di tecniche empiriche tramite l'utilizzo della serie sistematica Gawn-Burrill, eliche tipiche per imbarcazioni veloci. Altre eliche prese in esame provengono dalla serie sistematica B-series, eliche in grado di avere un'ottima efficienza in take-off ma che soffrono molto degli effetti cavitativi ad alte velocità.

Item	B-Series	Gawn-Burrill	Unit
Pitch-Diameter ratio	1.400	1.372	[-]
Blade Area Ratio	1.000	0.990	[-]
Open Water Efficiency	0.679	0.693	[-]
Thrust	52.5	52.5	[kN]
Torque	12.7	12.7	[kNm]
RPM	1034	1015	[1/min]
Delivered Power	1377	1349	[kW]

La potenza stimata è stata aumentata del 4% come perdita di efficienza meccanica della linea d'asse.

A seguire si portano le curve di performances dell'aliscafo partendo dal caso base e variando il carico alare.





Gli assetti riportano gli andamenti tipici degli alsicafi, ovvero un elevato angolo di assetto durante la fase take off per poi ridursi rapidamente.

Le variazioni riportare rispetto al caso base sono le seguenti:

- Case 2: aumento dell'immersione operative di 0.5 m.
- Case 3: riduzione dell'immersione operativa di 0.5m.

- Caso 4: variazione del carico alare, ridotta incidenza alle estremità delle ali e aumento dell'incidenza al centro ala.

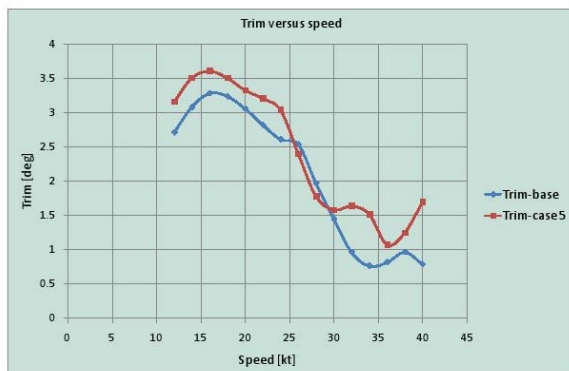
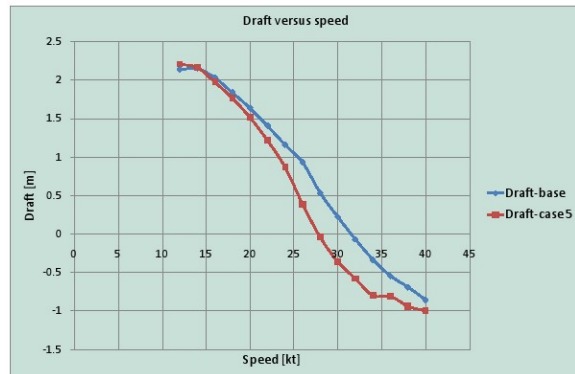
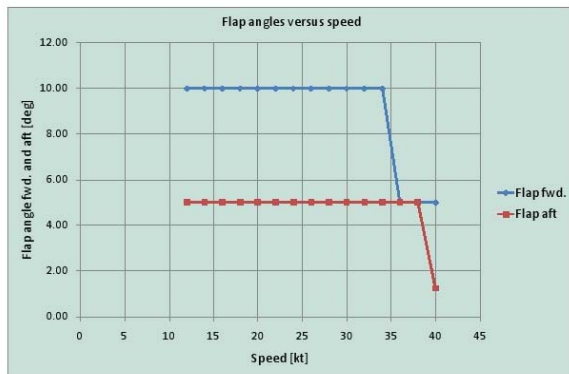


L'aumento della quota operativa causa un forte aumento della richiesta della potenza questo a causa della resistenza viscosa causata dai montanti di sostentamento delle ali.

La riduzione della quota operativa causa una beneficio sulla resistenza ma una quota di volo ridotta aumenta i moti navi con conseguente riduzione del comfort.

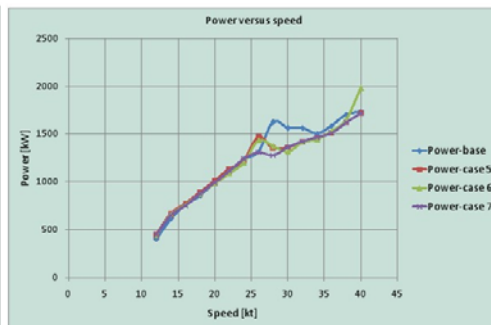
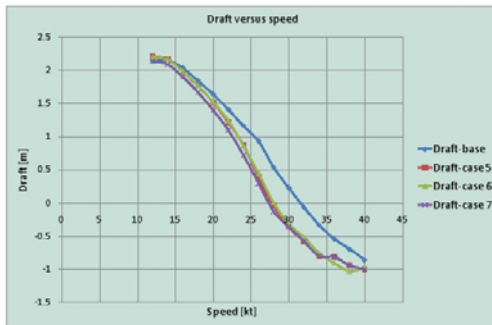
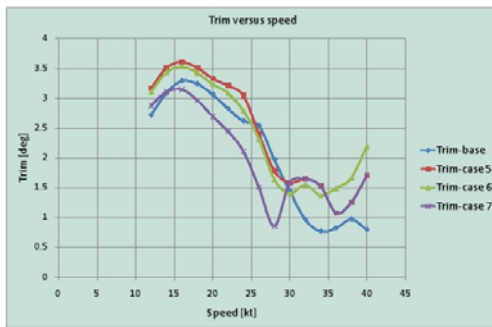
La ridistribuzione delle incidenze invece porta una discreta riduzione della potenza richiesta.

L'ausilio di una buona combinazione dei flaps (case 5) delle due ali porta a dei benefici sulle quote di volo ottenibili e riduzione della potenza in take-off.



L'effetto dei flaps permettono una riduzione del 9% a 28 nodi e del 5% a 36 nodi.

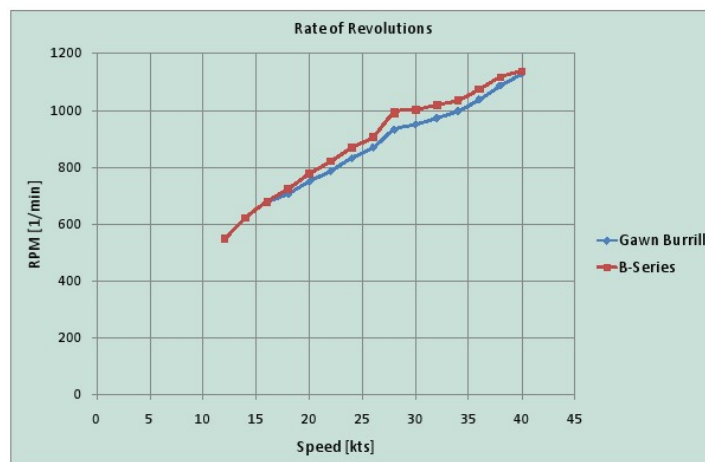
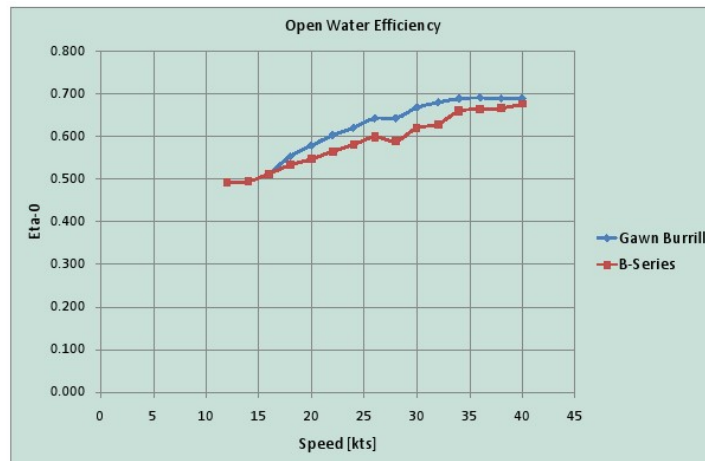
Un risultato migliore può essere ottenuto aumentando l'inarcamento del profilo alare nella parte centrale dell'ala (case 6).



il problema nell'aumento dell'inarcamento del profilo alare nella parte centrale consiste nella possibilità di cavitazione nei campi di velocità prossimo ai 38 nodi.

Il caso 7 riporta una combinazione ottimizzata dell'angolo di flaps al fine di ridurre la gobba di resistenza in fase di takeoff.

I grafici a seguire riportano l'efficienza delle eliche utilizzate nello studio della potenza dell' HF01:



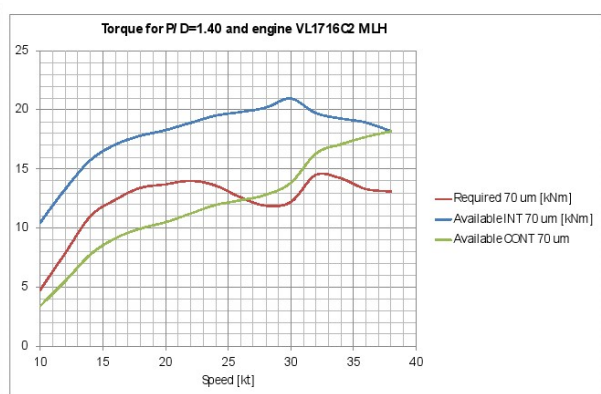
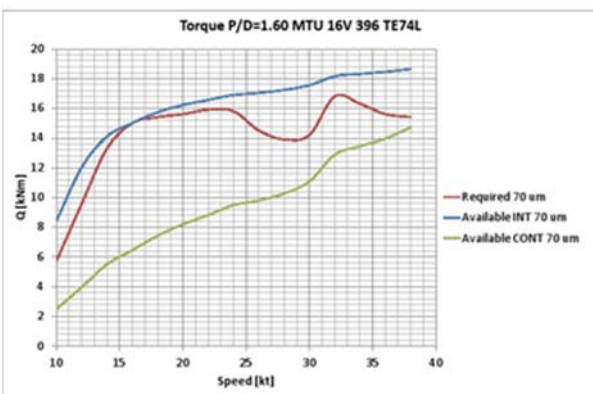
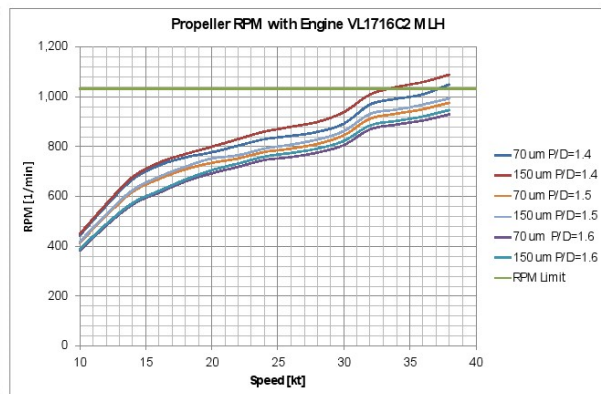
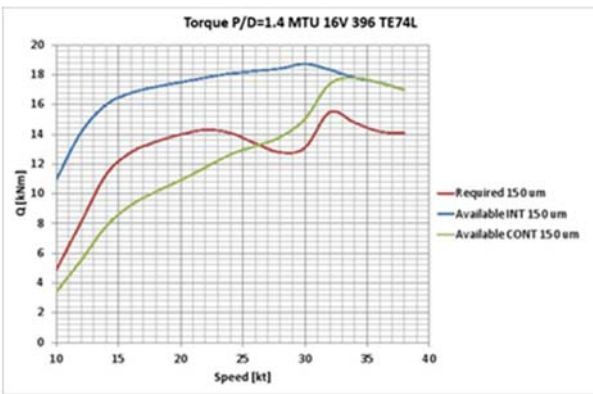
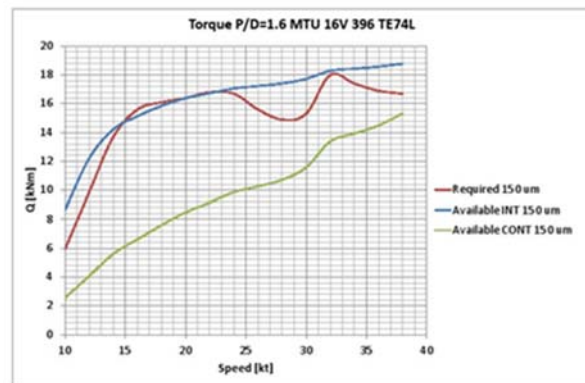
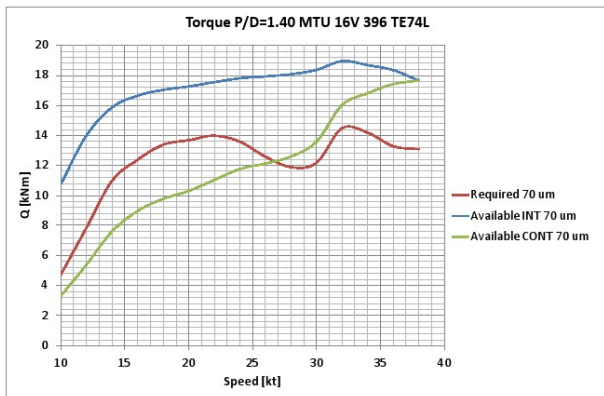
L'efficienza delle Gawn-Burrill è più alta delle B-Series essendo queste più adatte a lavorare nel campo dell'alta velocità.

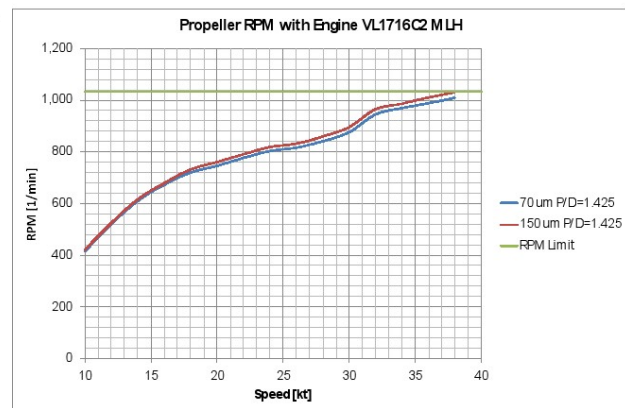
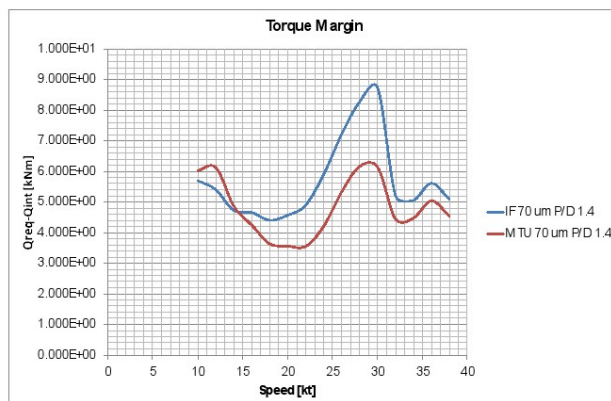
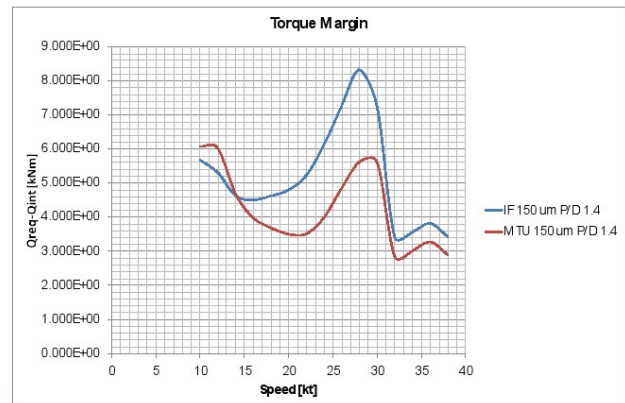
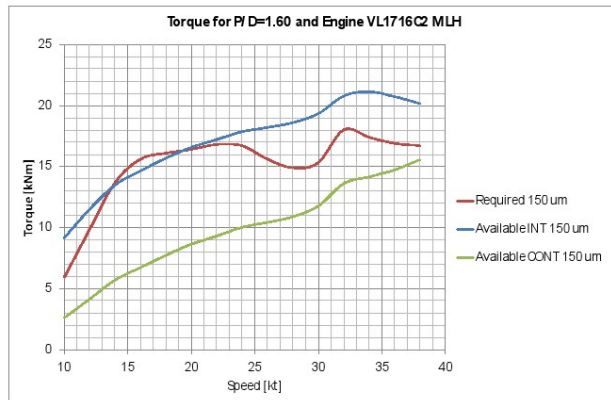
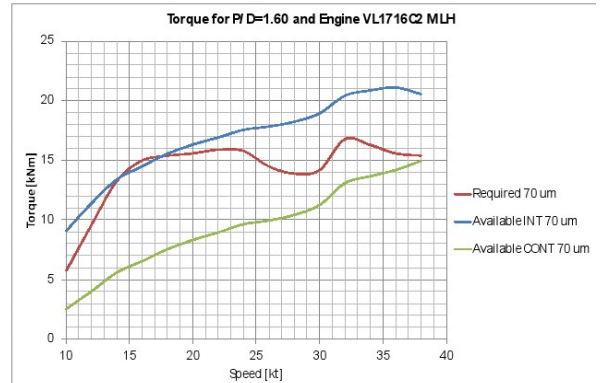
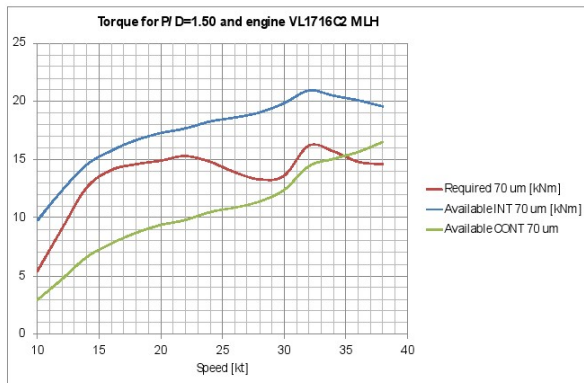
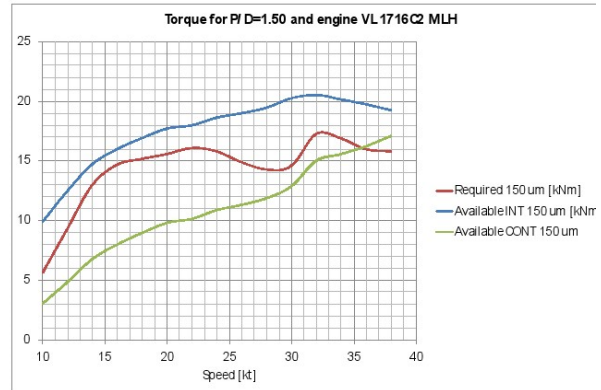
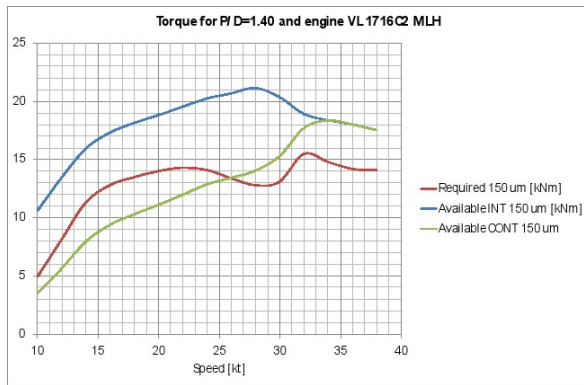
Le curve di potenza ricavate sono state confrontate con le curve di massima potenza del motore, i motori selezionati per questo tipo di applicazione sono stati i seguenti:

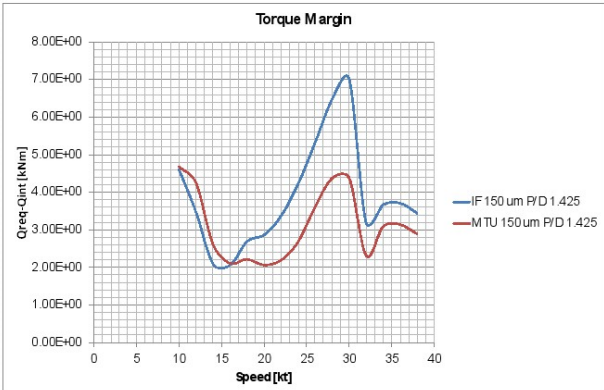
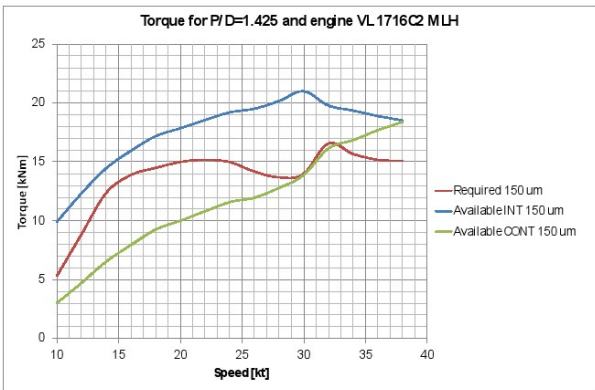
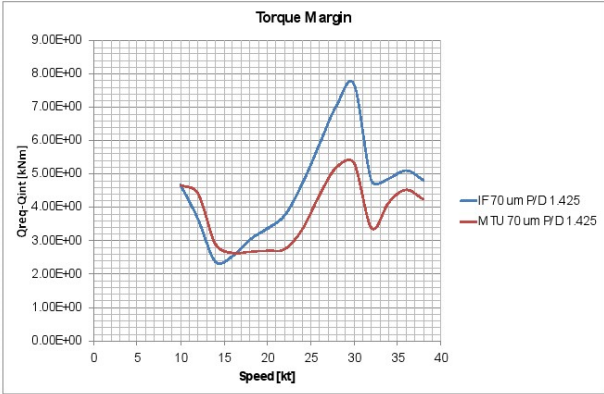
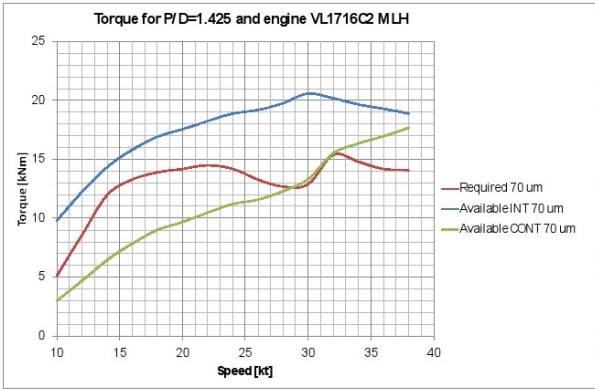
- MTU 16V 396 TE74L 2000 kW at 2000 RPM con rapporto di riduzione di 1.946.

➤ Isotta Fraschini (IF) VL 1716C2 MLH 2000 kW at 1890 RPM con rapporto di riduzione di 1.840.

Nella progettazione degli aliscafi ci sono due importanti aspetti da tenere bene in mente, anche in funzione della scelta del tipo di elica, il primo riguarda l'identificazione del corretto margine di potenza nel punto di decollo, il secondo aspetto l'identificazione del corretto numero di giri alla velocità massima. Quando si progetta un'elica esclusivamente per la massima velocità un valore alto di P/D risulta generalmente la scelta migliore sulla base di giri richiesti. Di contro un elica ad elevato rapporto P/D richiede in proporzione alla massima velocità una notevole potenza, potenza che si amplifica ulteriormente nel caso degli aliscafi. La potenza è stata oltretutto caratterizzata in funzione della rugosità superficiale delle ali.









WAVE PROFILES

Capitolo 4 Prove in vasca prototipo HF02

Il progetto HF02 nasce dall'esperienza fatta con il suo predecessore l'HF01. L'HF02 nasce dalla sfida di costruire un aliscafo di grande dimensioni, 350 passeggeri contro i 220 dell'HF01, utilizzando un processo di ottimizzazione e progettazione che ha coinvolto tutte le componenti dell'architettura dello scafo, del sistema alare e della propulsione. L'obiettivo di tale progetto è quello di mantenere inalterate le caratteristiche della motorizzazione dell'HF01 (utilizzo di un motore di pari cilindrata e numero di cilindri) però su un aliscafo di dimensioni maggiori. Il propulsore è caratterizzato da un sistema POD con eliche controrotanti ad elevata efficienza.

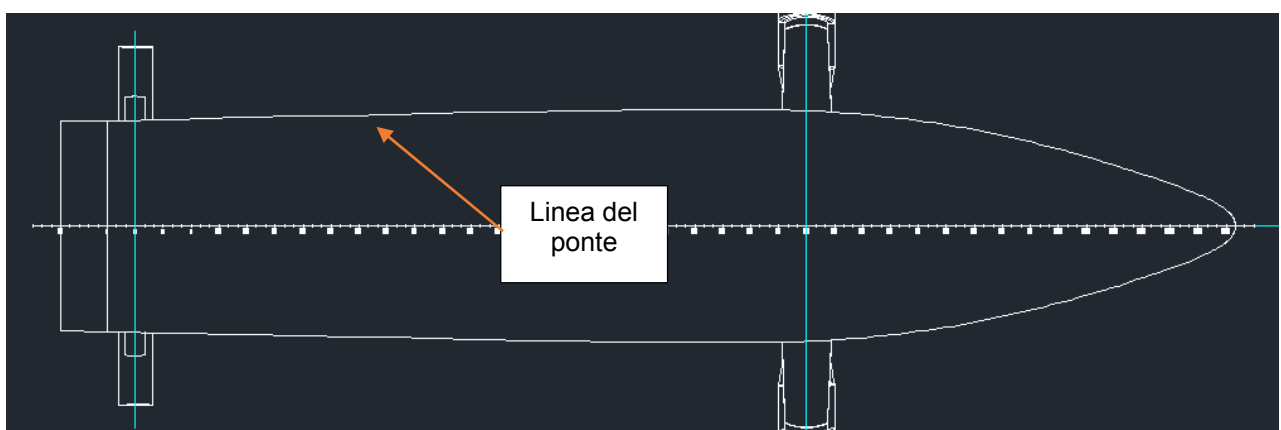
Dalle analisi effettuate con la fluidodinamica computazionale la soluzione a scafo tondo risultata essere la migliore per i regimi idrodinamici di interesse.

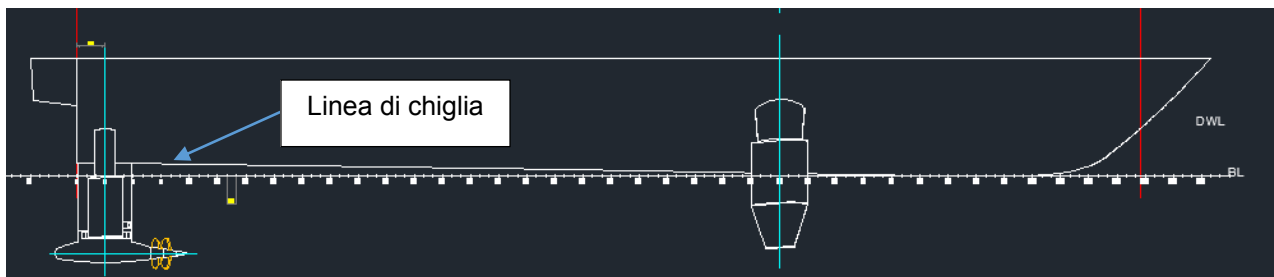
La round-bilge che caratterizza l'HF02 è stata migliorata per meglio rispondere alle esigenze delle performance idrodinamiche dell'aliscafo. Lo studio dell'architettura dello scafo è stato fortemente caratterizzato dall'analisi delle dinamica del decollo.

L'obiettivo è quello di determinare il giusto equilibrio tra angolo di rialzamento del fondo (linea di chiglia) e le forme di carena.

Nello studio dello scafo e delle sue forme bisogna anche tener presente delle necessità dettate dai regolamenti di classifica per quanto riguarda la statica della nave e la galleggiabilità in caso di falla.

Per favorire la completa emersione dello scafo, in maniera rapida si è proceduto col disegnare una linea di chiglia non parallela alla linea di base, scegliendo un angolo di inclinazione coincidente quanto più possibile con l'assetto in fase di decollo, in questo modo si cerca di asciugare il transom quanto prima possibile.





Il miglior valore di angolo di alzata della chiglia si ha intorno ai 2,5 gradi, pari al valore massimo dell'assetto durante la fase di decollo.

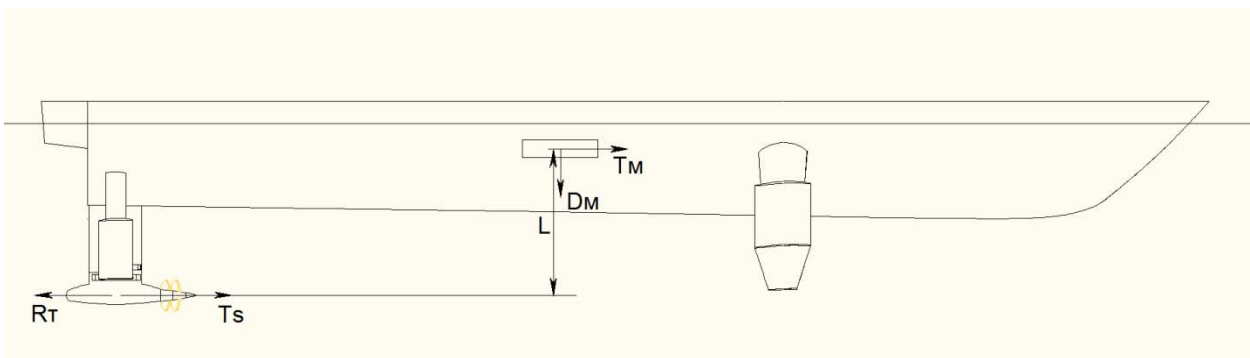
Il valore di 2,5 risulta però difficilmente raggiungibile, questo perché un angolo così elevato ha come conseguenza una disposizione sfavorevole degli elementi che caratterizzano la catena propulsiva ed una complicazione per quanto riguarda la distribuzione della compartimentazione. Il valore massimo raggiunto è stato quindi di 1.2 gradi.

Per ottenere una riduzione della resistenza, si è deciso di operare modificando l'avviamento delle linee d'acqua, facendo però attenzione a non generare separazione del flusso. In questo modo è stato possibile ottenere una sensibile riduzione della superficie del transom.

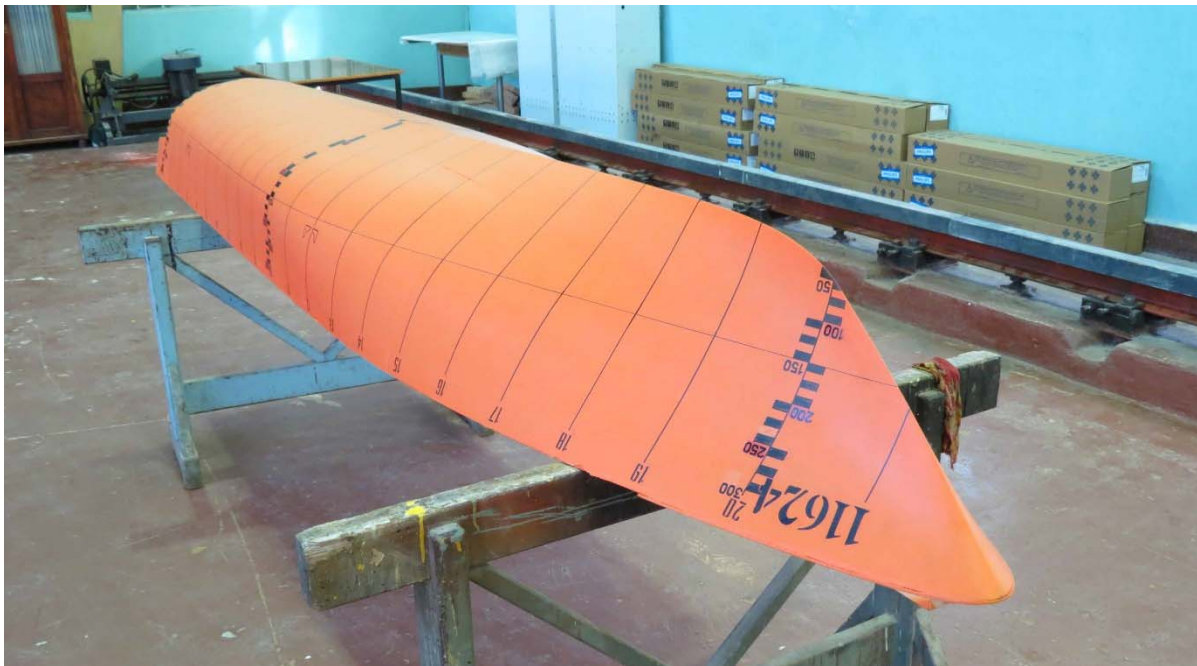
A seguire si riportano i risultati ricavati dalle prove su modello effettuate presso la vasca navale Krylov.

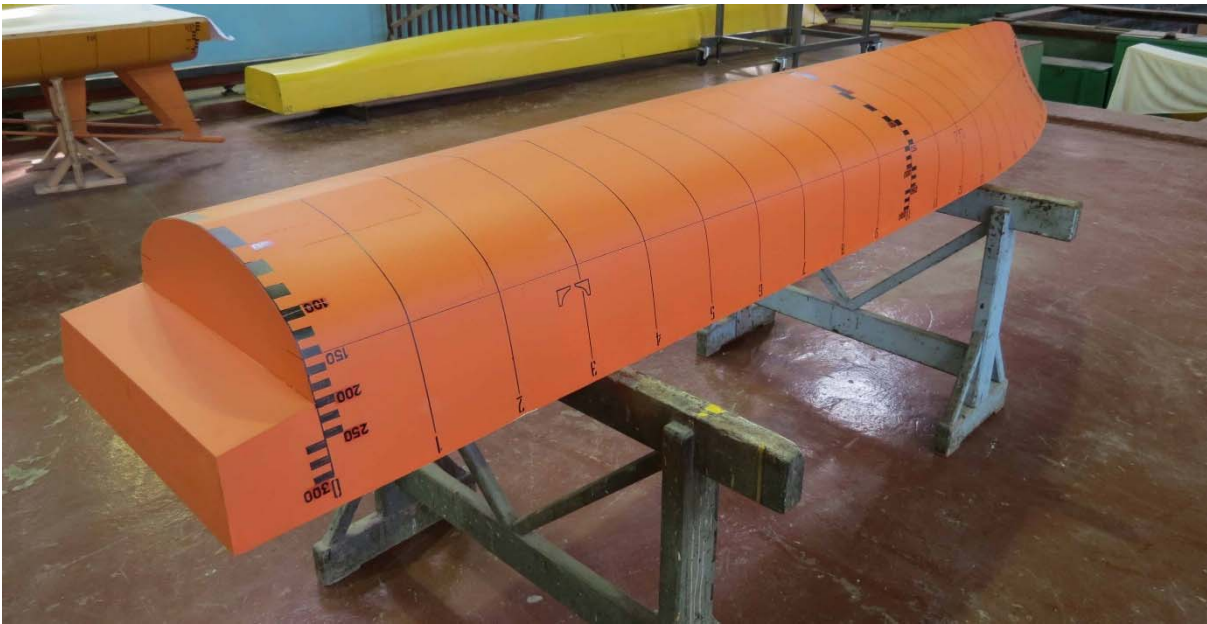
Caratteristiche del modello	
Displacement	116.7 kgf (1145 N).
Length overall	3.436 m
Length over waterline	3.095 m
Beam over waterline	0.676 m
Draft afloat	0.164 m
Hydrofoil spacing	1.963 m

Posizione della cella di carico:

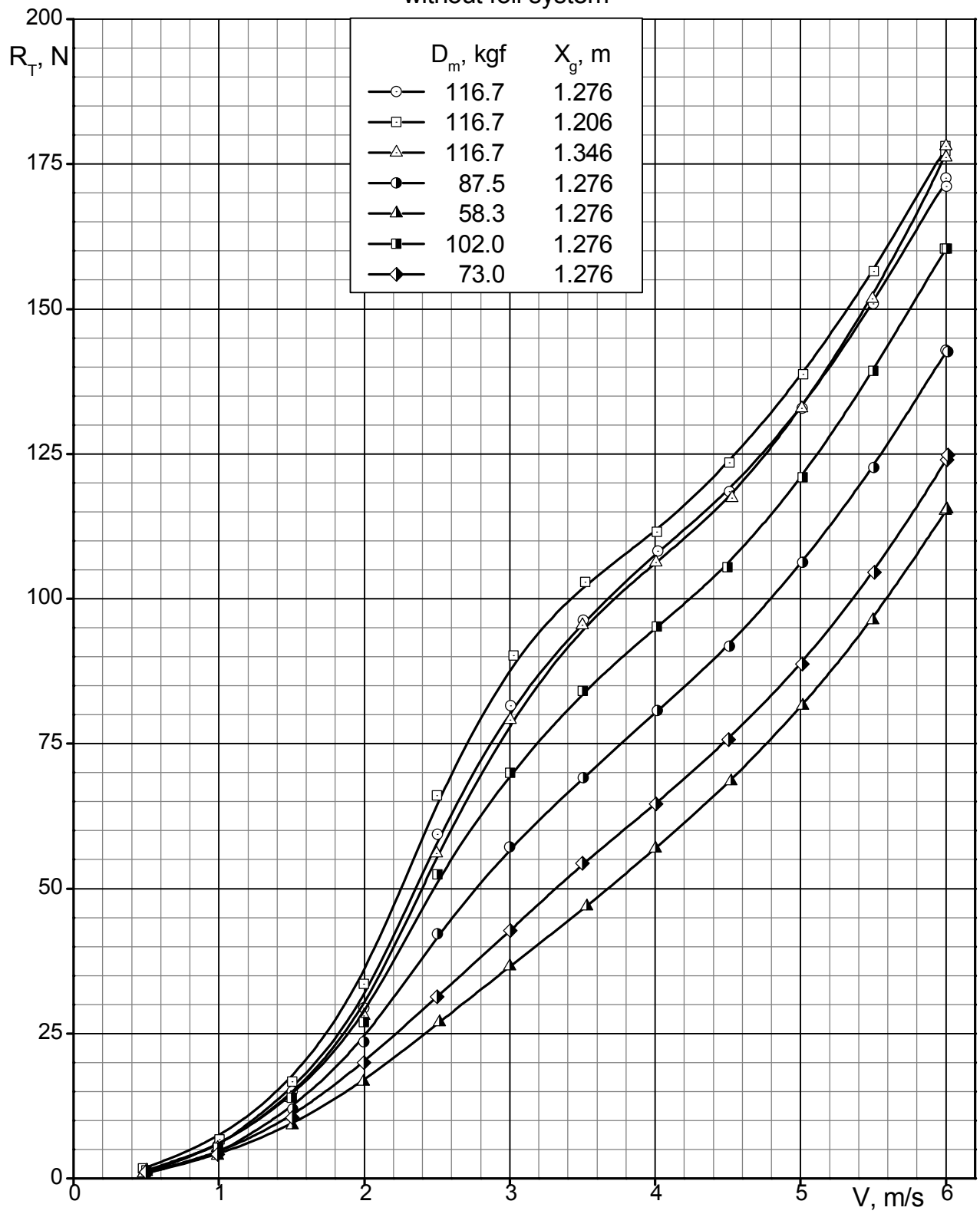


Immagini relative al modello:

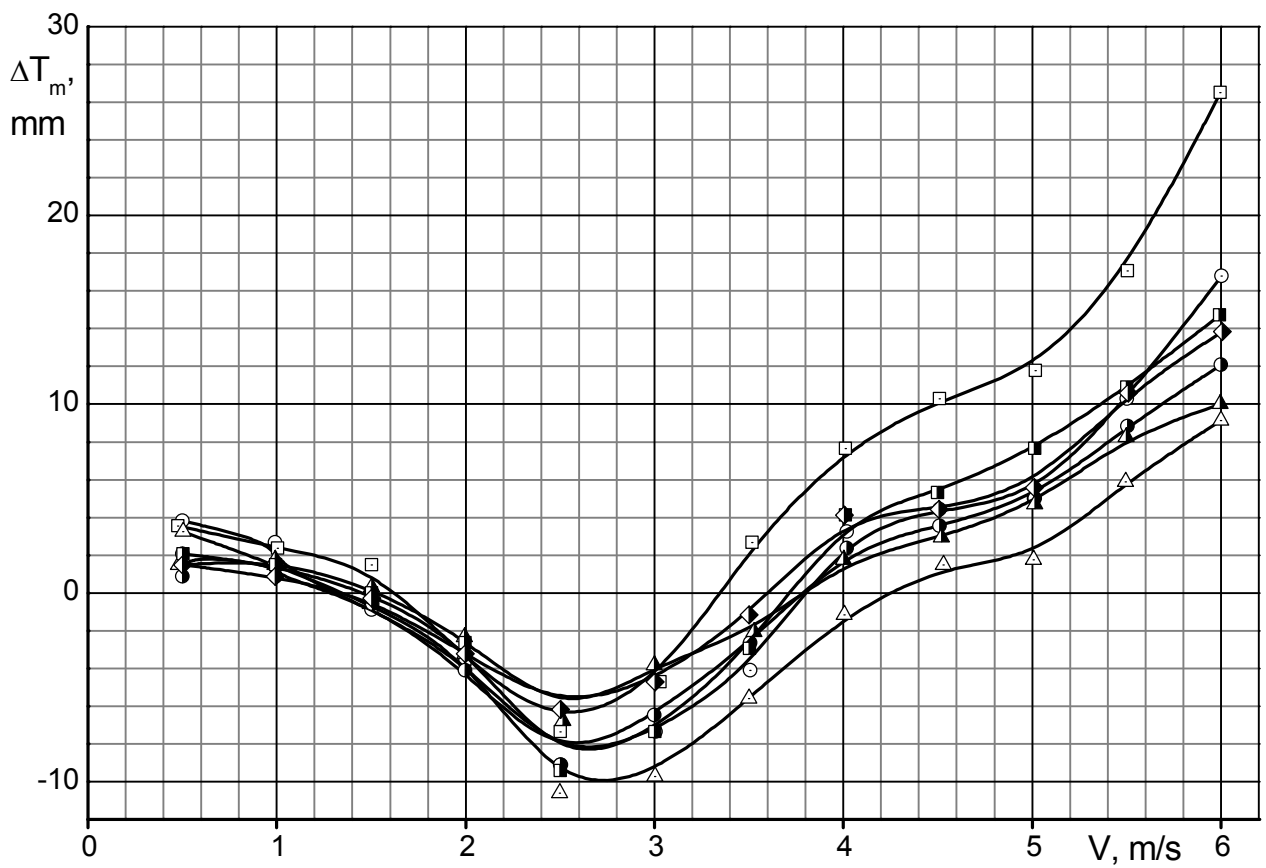
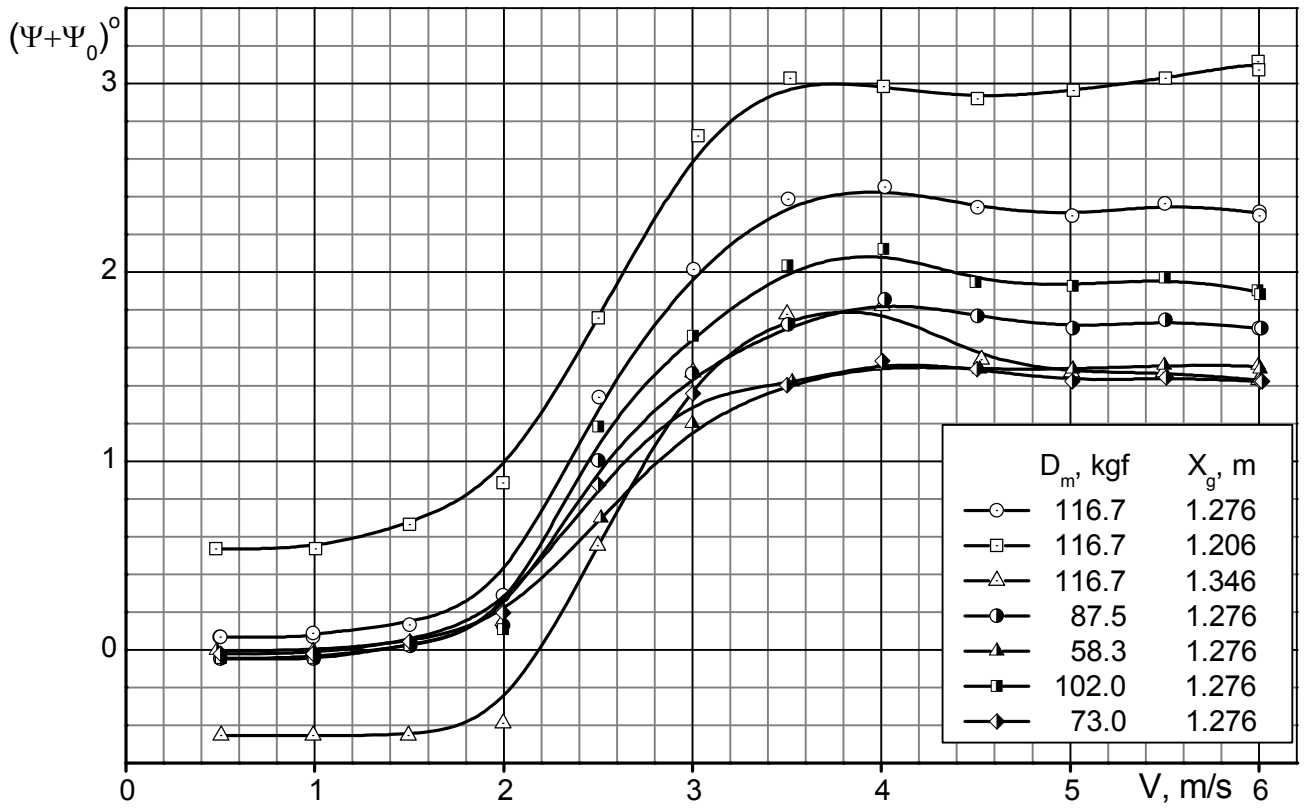




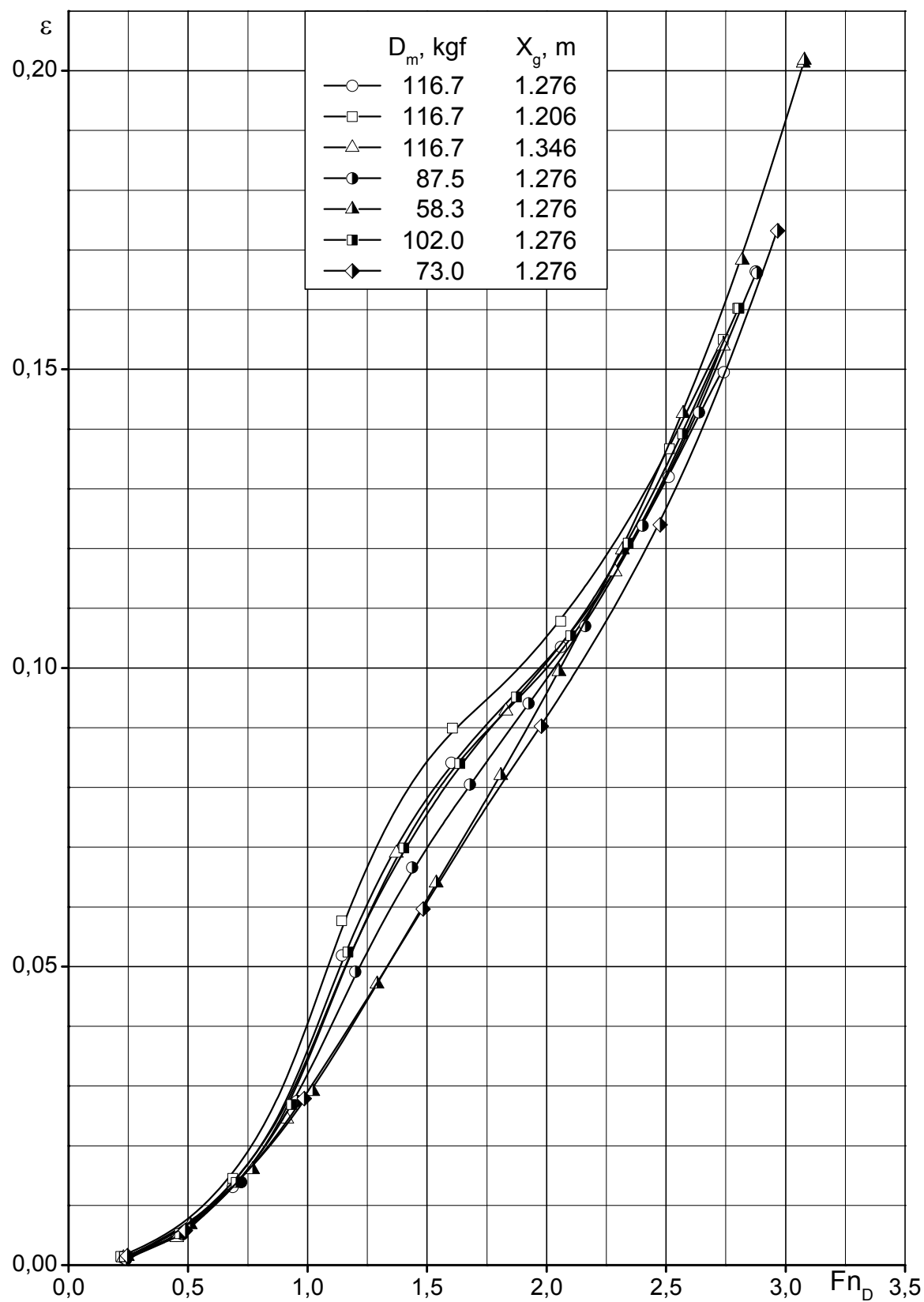
Model № 11624
without foil system

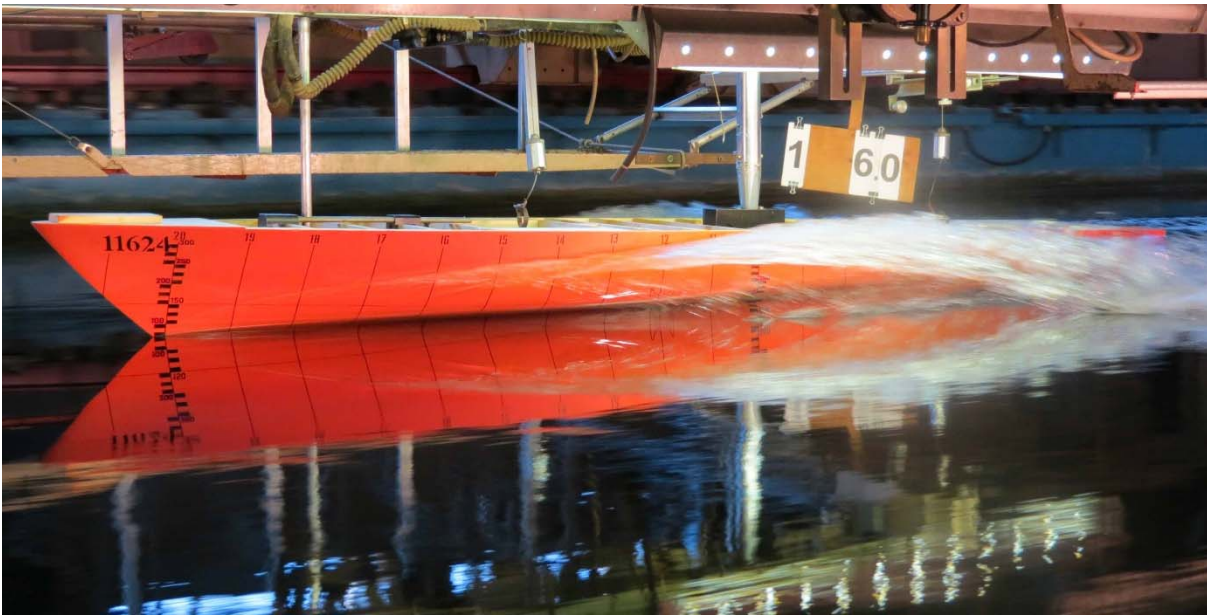


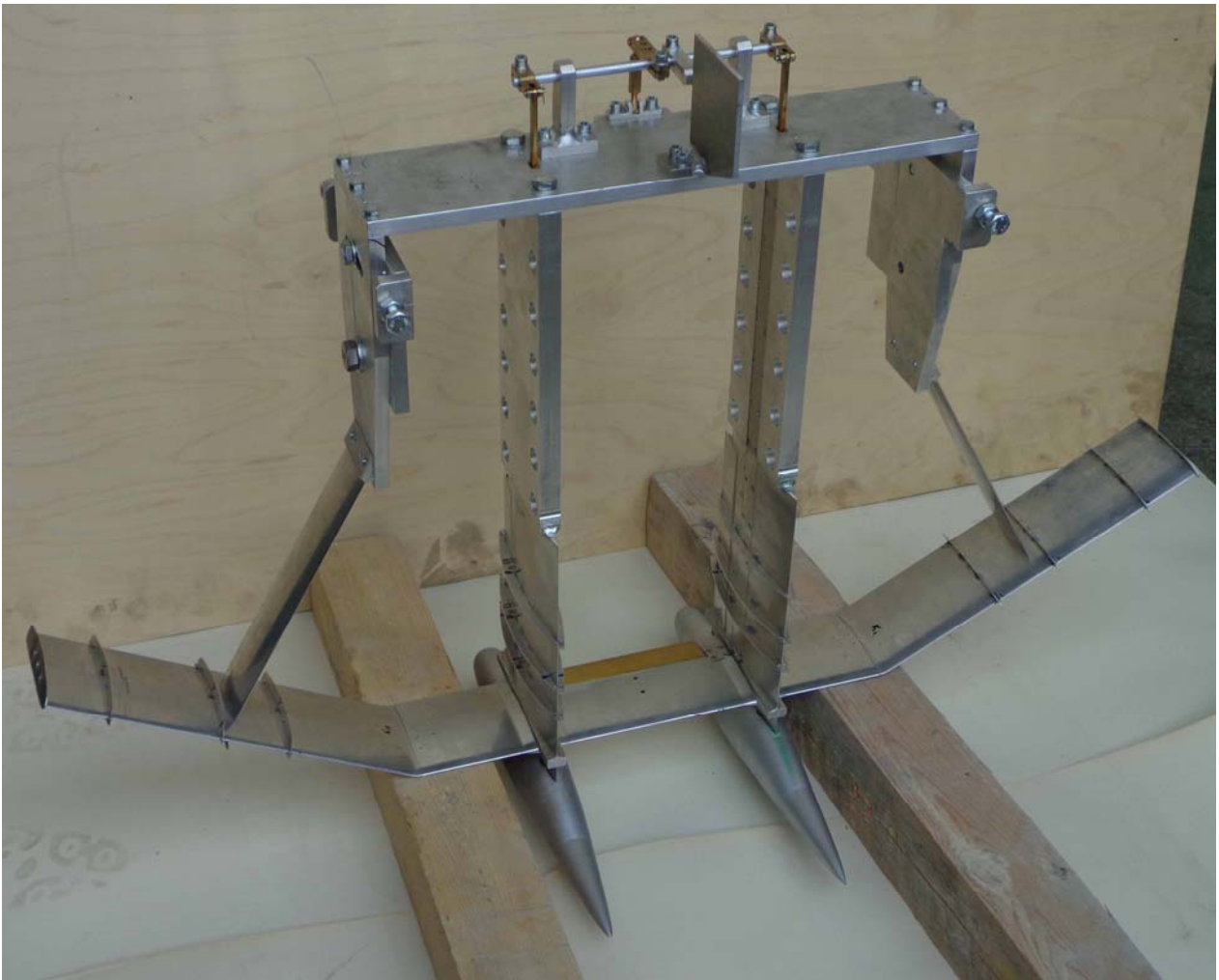
Model № 11624
without foil system



Model № 11624
without foil system







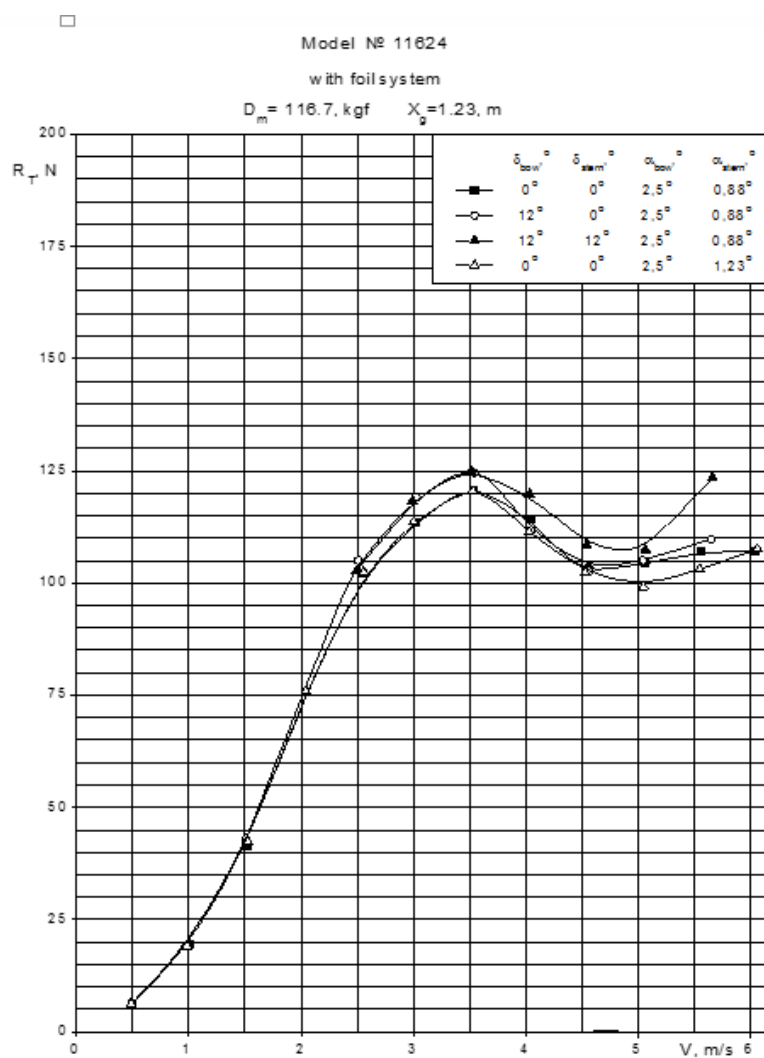
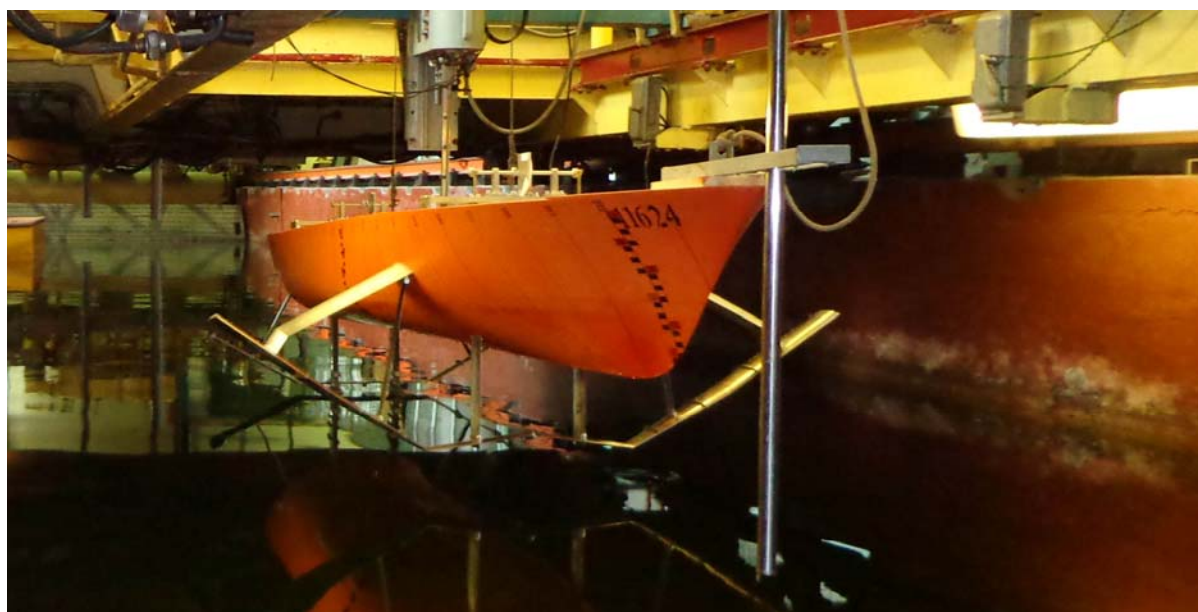
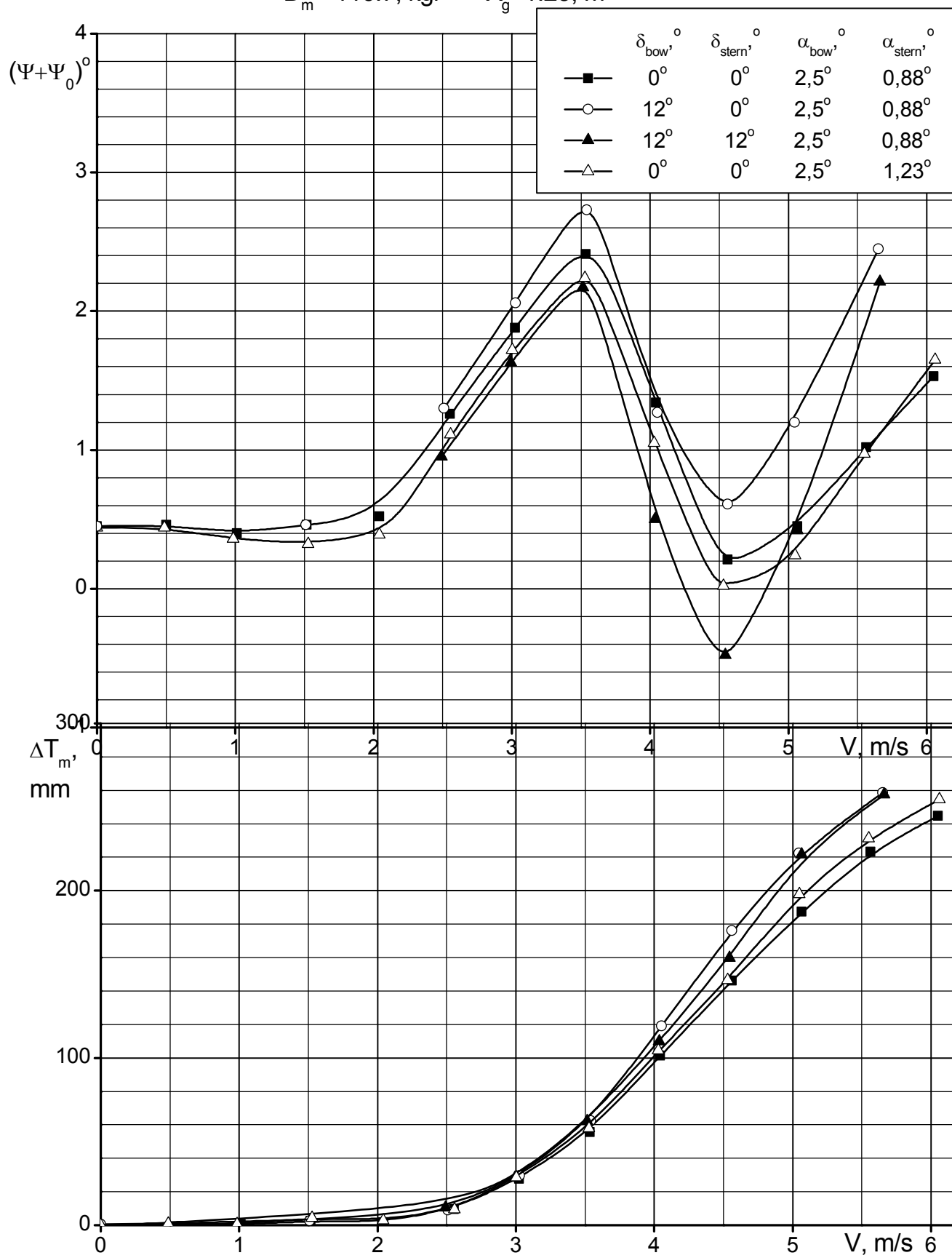


Figure 9 – Resistance of model versus speed

Model № 11624
with foil system
 $D_m = 116.7, \text{ kgf}$ $X_g = 1.23, \text{ m}$

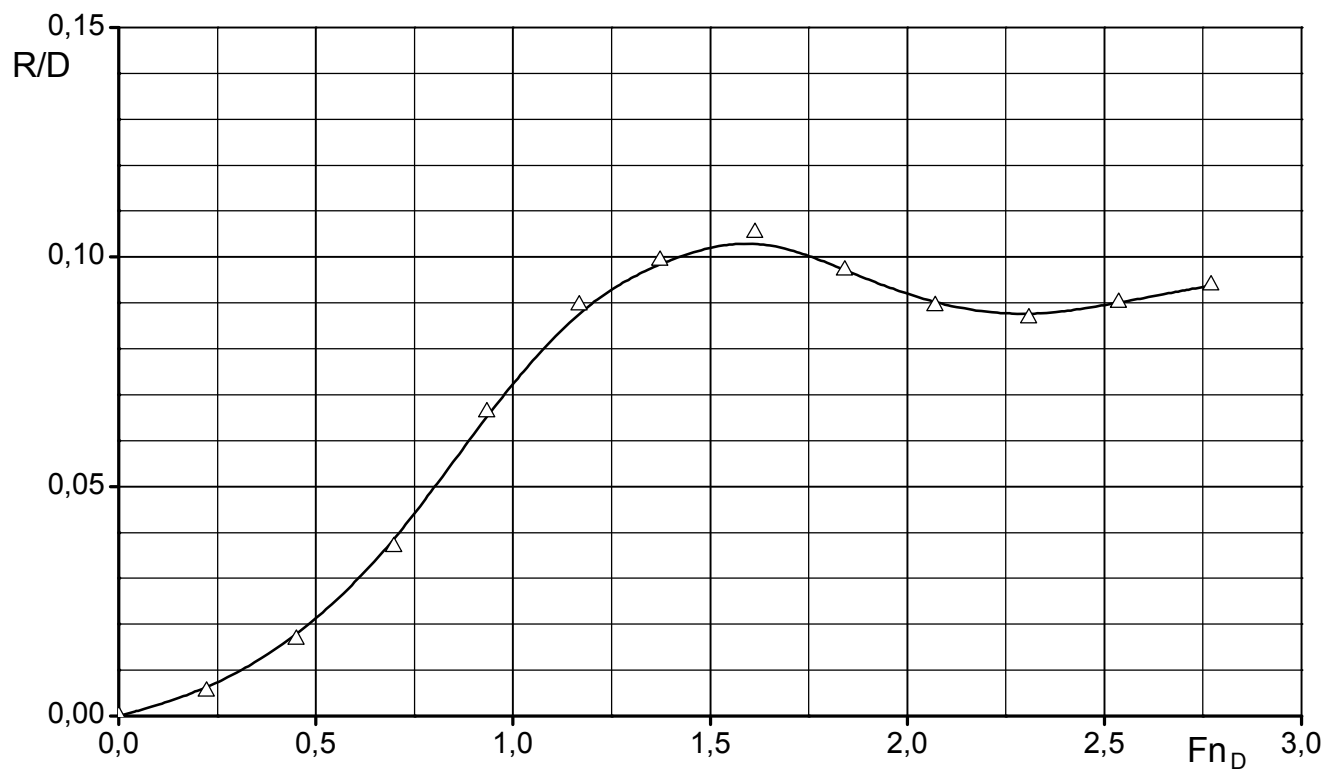


Model № 11624

with foil system

$D_m = 116.7, \text{ kgf}$ $X_g = 1.23, \text{ m}$

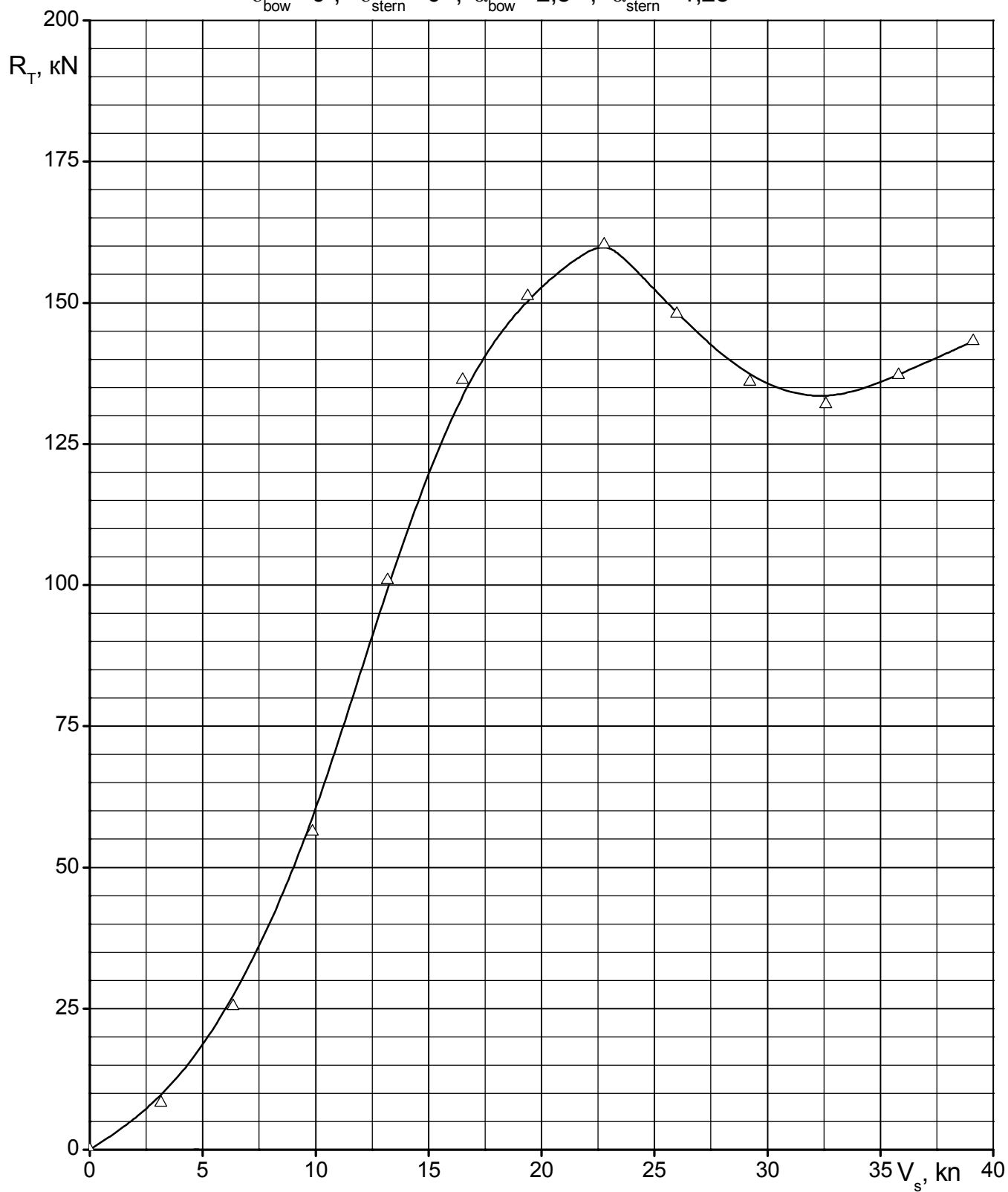
$\delta_{\text{bow}} = 0^\circ$, $\delta_{\text{stern}} = 0^\circ$, $\alpha_{\text{bow}} = 2.5^\circ$, $\alpha_{\text{stern}} = 1.23^\circ$



Full scale ship
with foil system

$D_s = 1523.6, \text{ kN}$

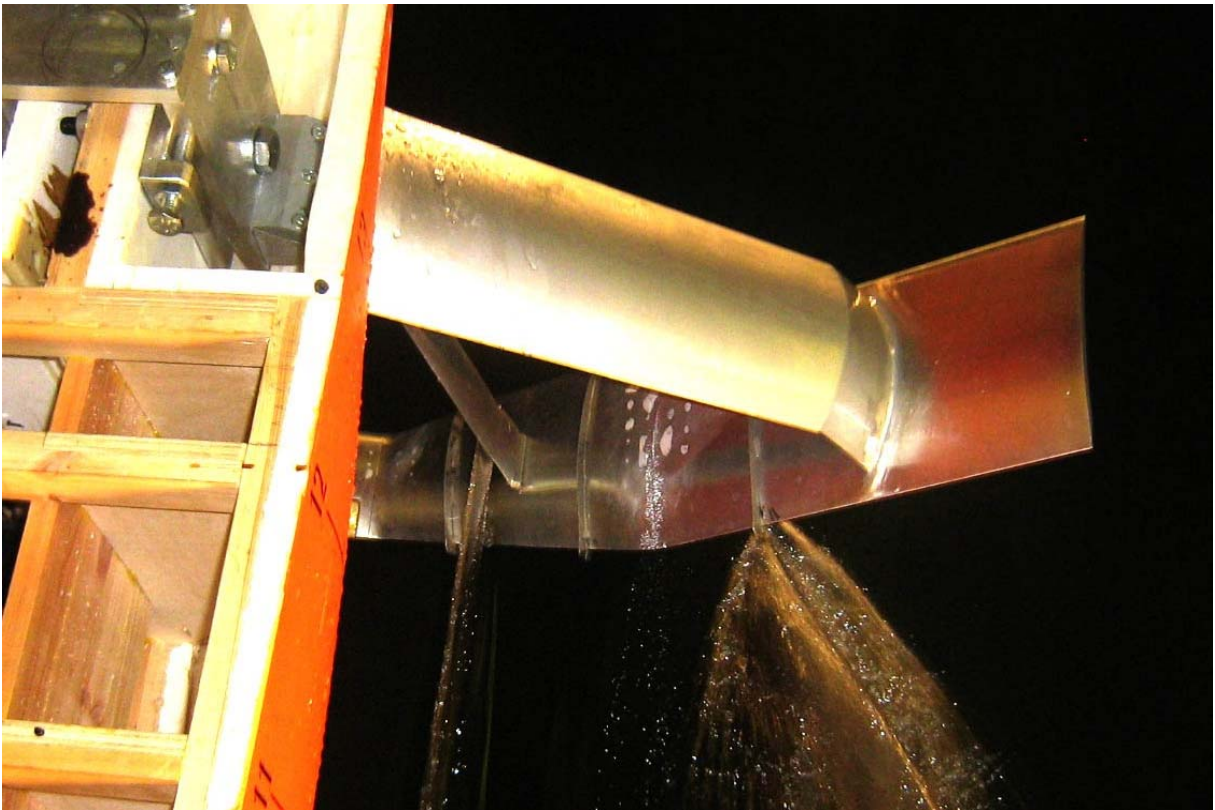
$\delta_{\text{bow}} = 0^\circ, \delta_{\text{stern}} = 0^\circ, \alpha_{\text{bow}} = 2,5^\circ, \alpha_{\text{stern}} = 1,23^\circ$











A seguire si riportano I risultatati e I calcoli sperimentali effettuati sulle eliche coassiali controrotanti che caratterizzano il sistema di propulsione dell'aliscafo.

La potenza ricavata in fase preliminare dell'HF02 è stata stimata con un'elica di stock. La potenza riportata nel rapporto di avanzamento precedete proviene da una resistenza ottimizzata dell'aliscafo in base alla regolazione ottimale delle incidenze delle ali.

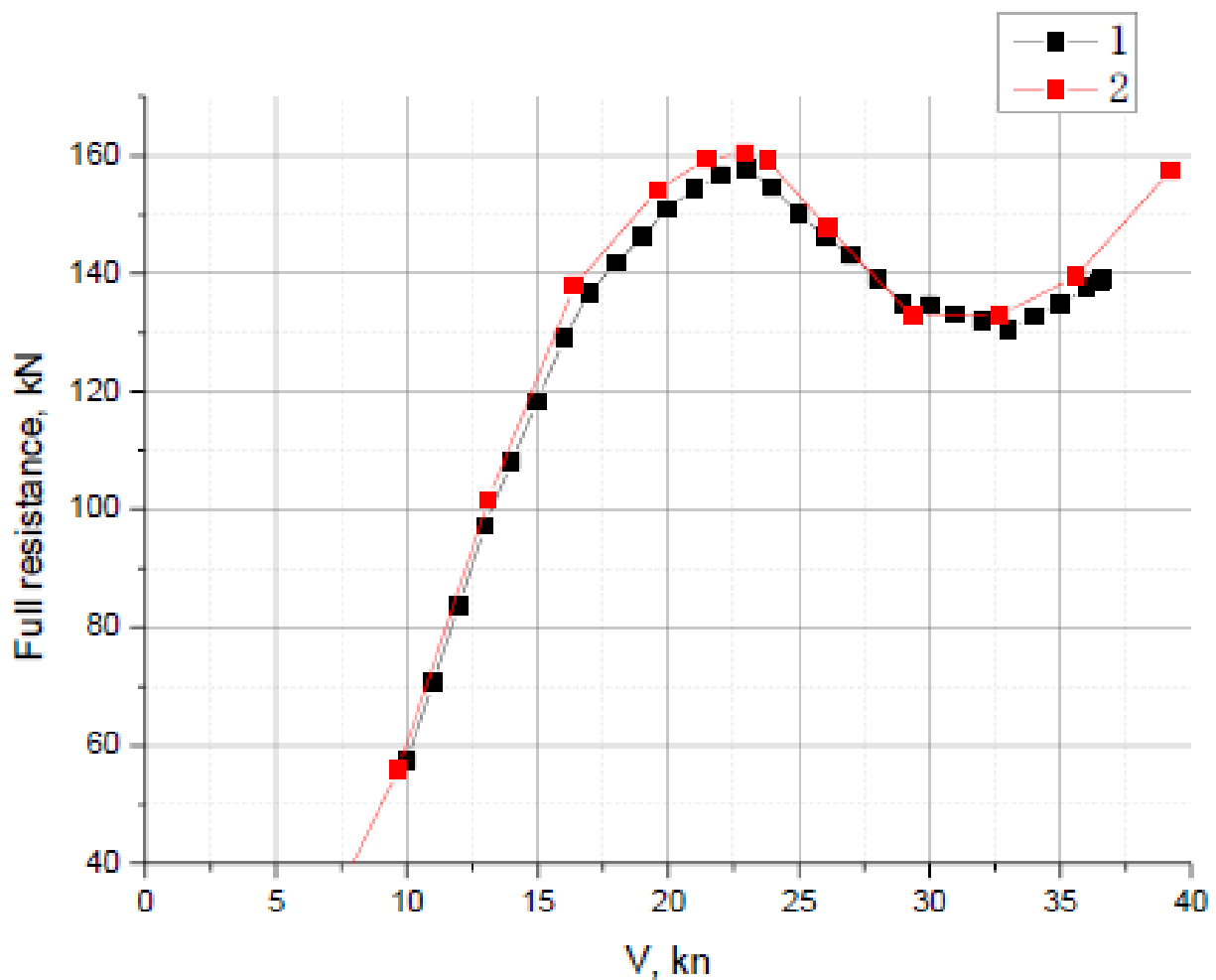
La parte terminale dello studio idrodinamico si conclude con la progettazione dell'elica anteriore e posteriore del complesso coassiale controrotante e dello studio in vasca, come prova ad elica isolata, e in tunnel di cavitazione di tutto l'assieme elica CP e gondola, in modo da valutare l'influenza che la gondola crea sull'efficienza propulsiva.

Secondo le stime preliminari delle prestazioni si ricava:

- Diametro di elica di prua pari a 1,00 m;
- Secondo le norme russe in materia di progettazione degli aliscafi si è introdotto un margine di almeno il 10% sulla gobba della curva di assorbimento.

Nella fase precedente le prove modello sono state condotte per ottenere dati sulla resistenza successivamente Il disegno della carena è stato aggiornato e testato per ottenere nuovi dati di resistenza per la versione aggiornata comprendenti le miglioria di tutto il sistema ali più scafo e loro interazione.

La figura seguente mostra le curve di resistenza estrapolati dai dati di test del modello in scala reale. Questi dati sono presentati sia per la versione dello scafo iniziale e disegno finale della carena aggiornata.



Caratteristiche propulsive:

- Potenza al freno: 2.300 kW
- Giri alla velocità di servizio: 869 rpm (3% Margine RPM)
- Velocità: 36 nodi
- Frazione Wake (WQ): 0
- Giri massimi: 896,5 rpm
- Frazione di scia (WQ): 0

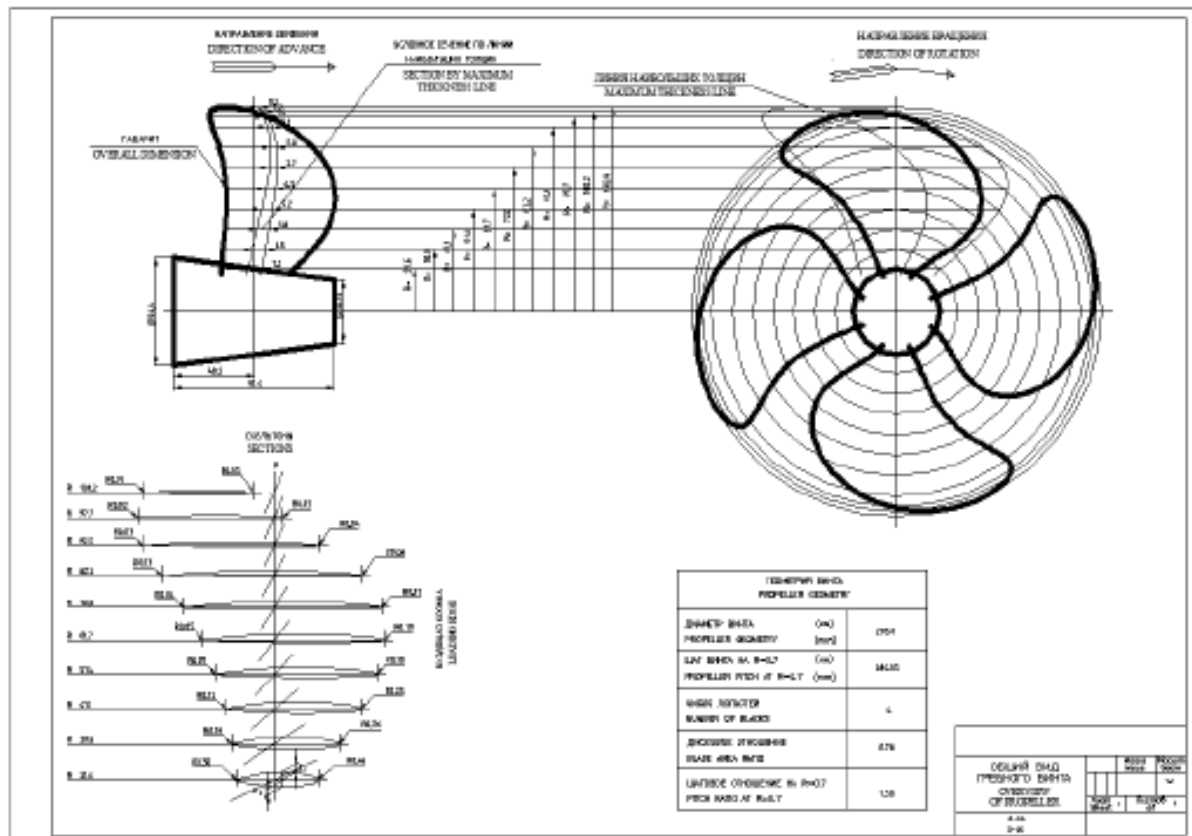
Calcoli addizionali sono stati effettuati al fine di ottenere la combinazione ottimale diametro e giri, di seguito si riportano i parametri preliminari:

Ship design speed, knots	36.0	
Water density, kg/m ³	1025	
Forward propeller	Aft propeller	
Power, kW	less 2300	
Propeller diameter, m	1.00	0.74
Direction of rotation	Right handed	Left handed
RPM	869	869

Number of blades		4	5
Hub-diameter ratio		0.28	0.42
Design advance ratio	Referred to DF, nF	1.362	1.262
Referred to DA, nA		1.452	

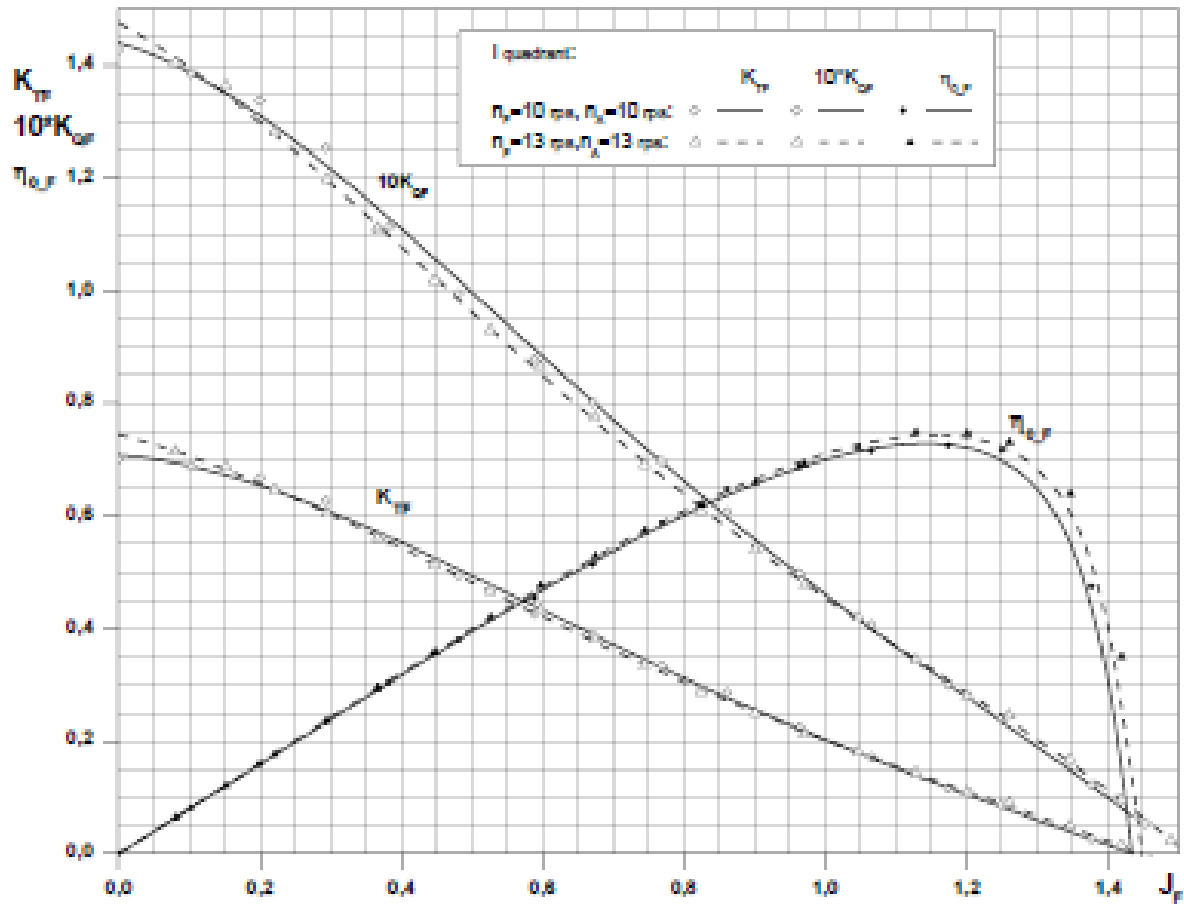
La circolazione, per ottenere la massima efficienza, è stata specificata sulla base dei prototipi controrotanti eliche a stock. Le eliche sono state progettate assumendo una scia uniforme, senza l'effetto del corpo centrale. L'effetto corpo centrale è stato incluso utilizzando i dati ottenuti dalle prove effettuate sul modello pod. Per l'elica poppiera è stata progettata tenendo conto della contrazione della vena fluida causata dall'elica prodiera. Per stimare le caratteristiche idrodinamiche del sistema di propulsione, le prestazioni di questo sistema è stato verificato per una serie di coefficienti di avanzo utilizzando il software CFX. La teoria vorticale lineare è stata applicata per ottenere l'elica matematica di partenza, sulla base di eliche proveniente da serie sistematiche.

A seguire si riportano i disegni delle due eliche.

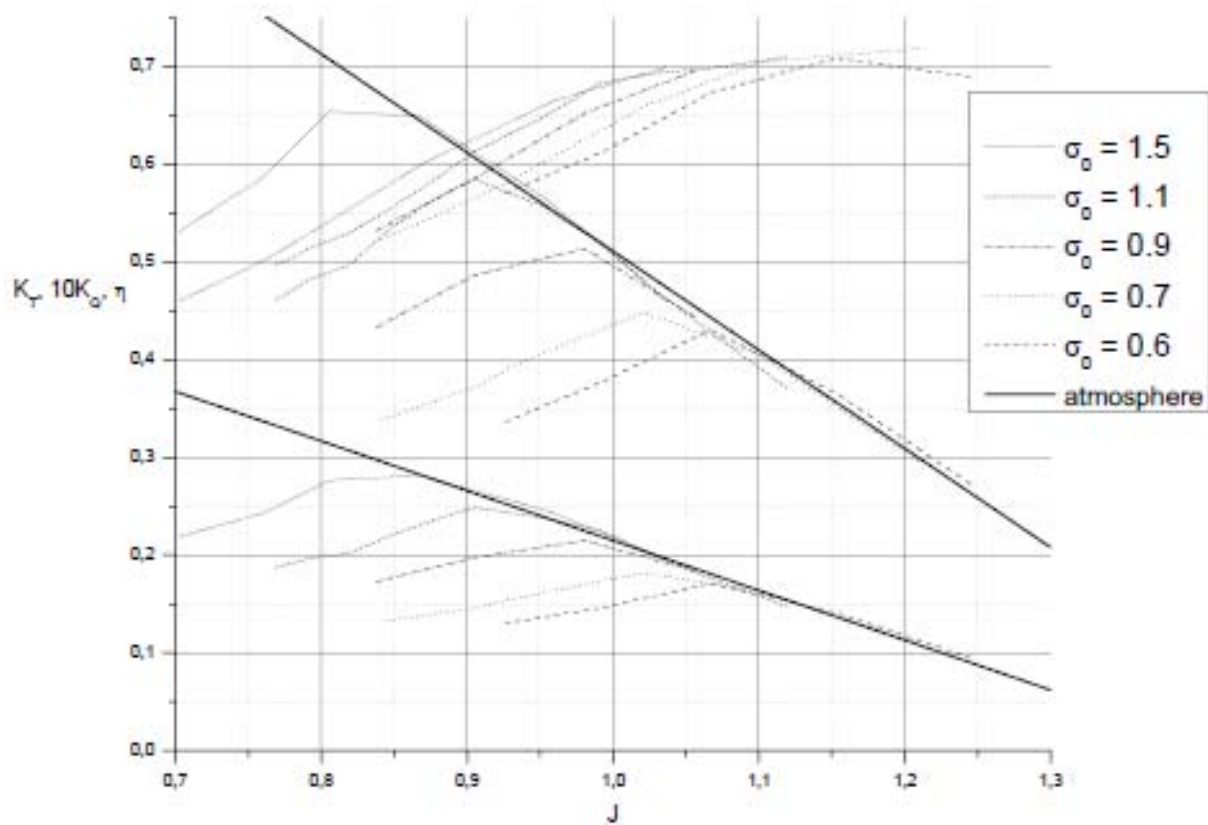




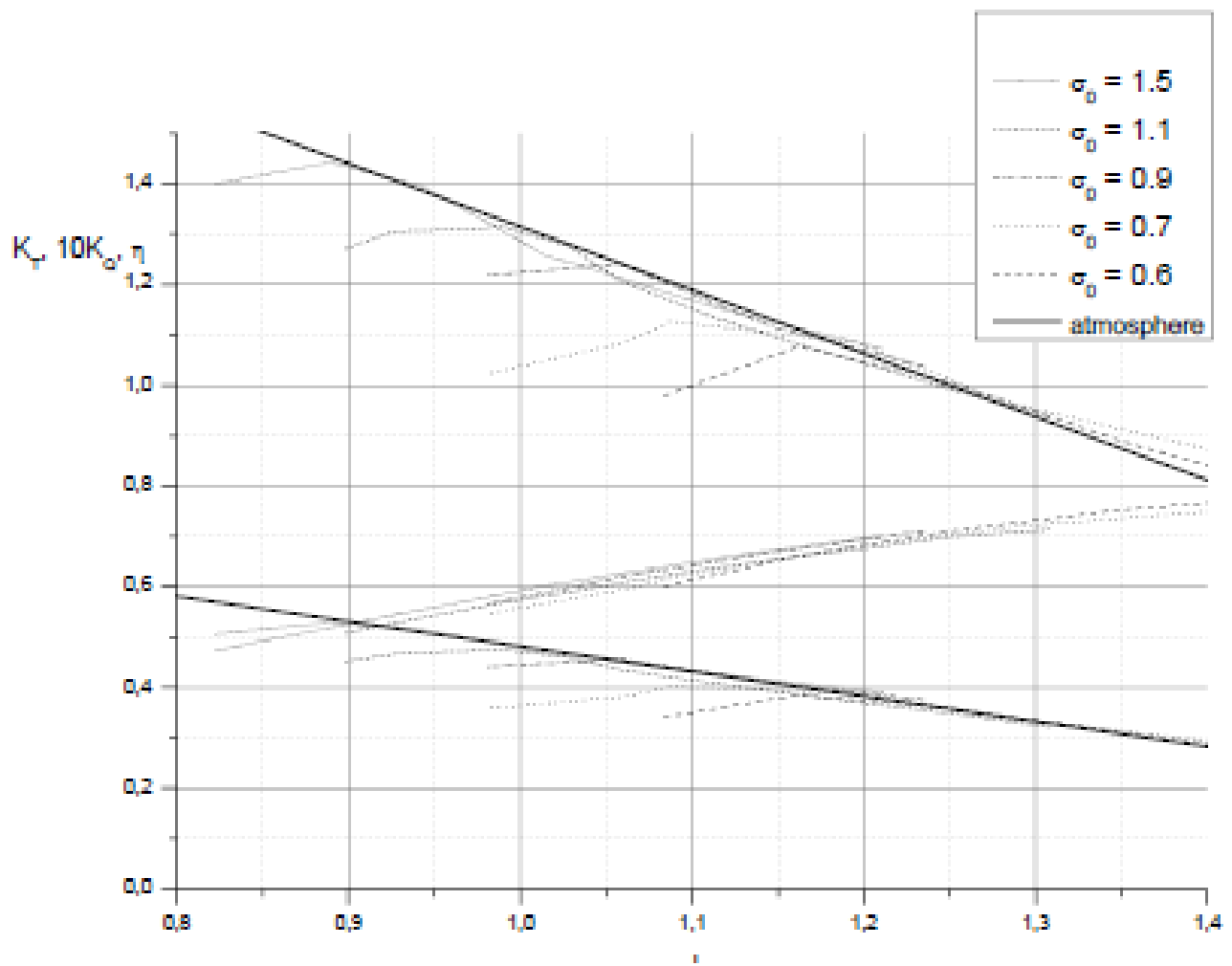
A seguire si riportano le curve di performance per la sola coppia controrotante.



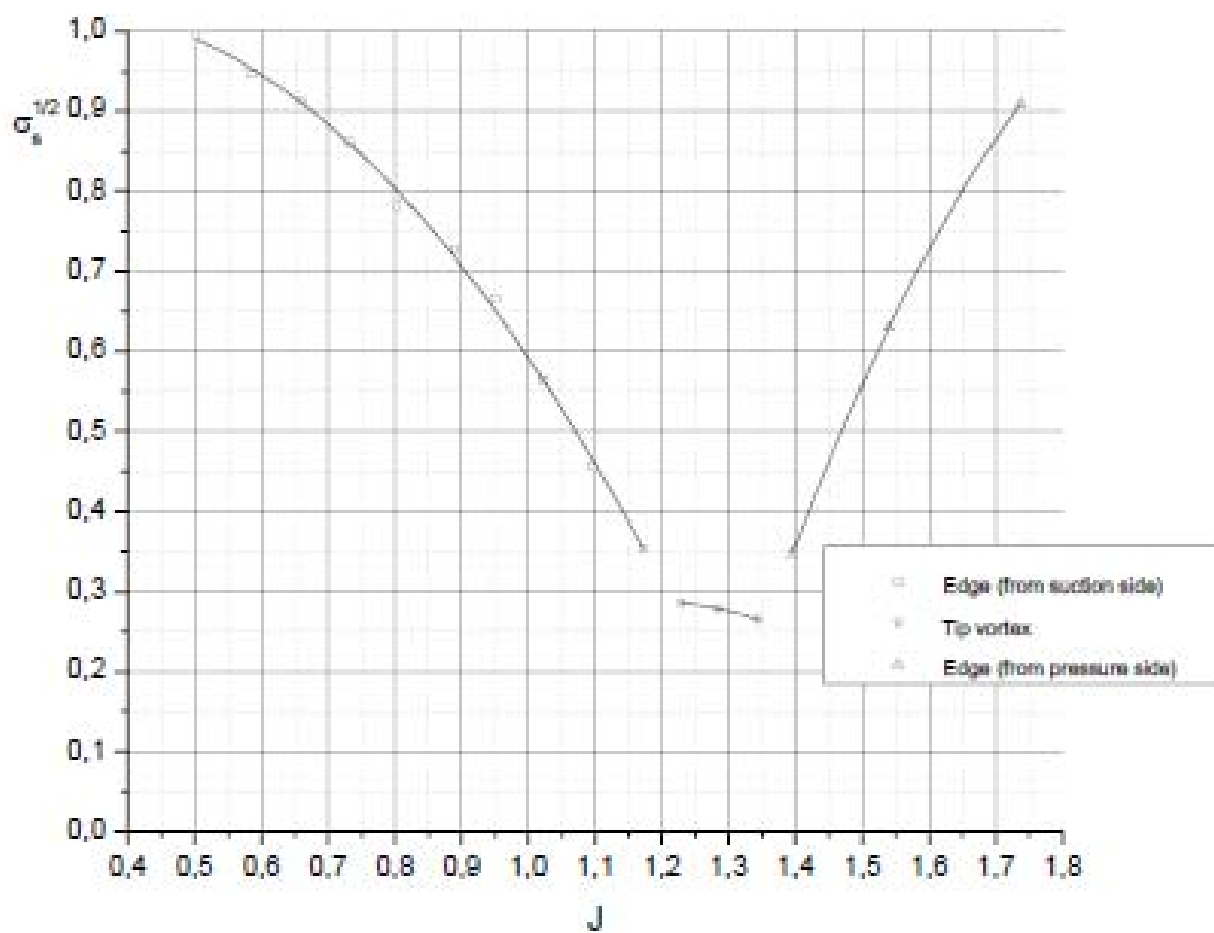
I test cavitazione delle coppie coassiali sono stati effettuati con il modello pod. I risultati di queste prove di modello sono stati usati per tracciare la spinta coefficiente di carico rispetto al coefficiente di avanzo.



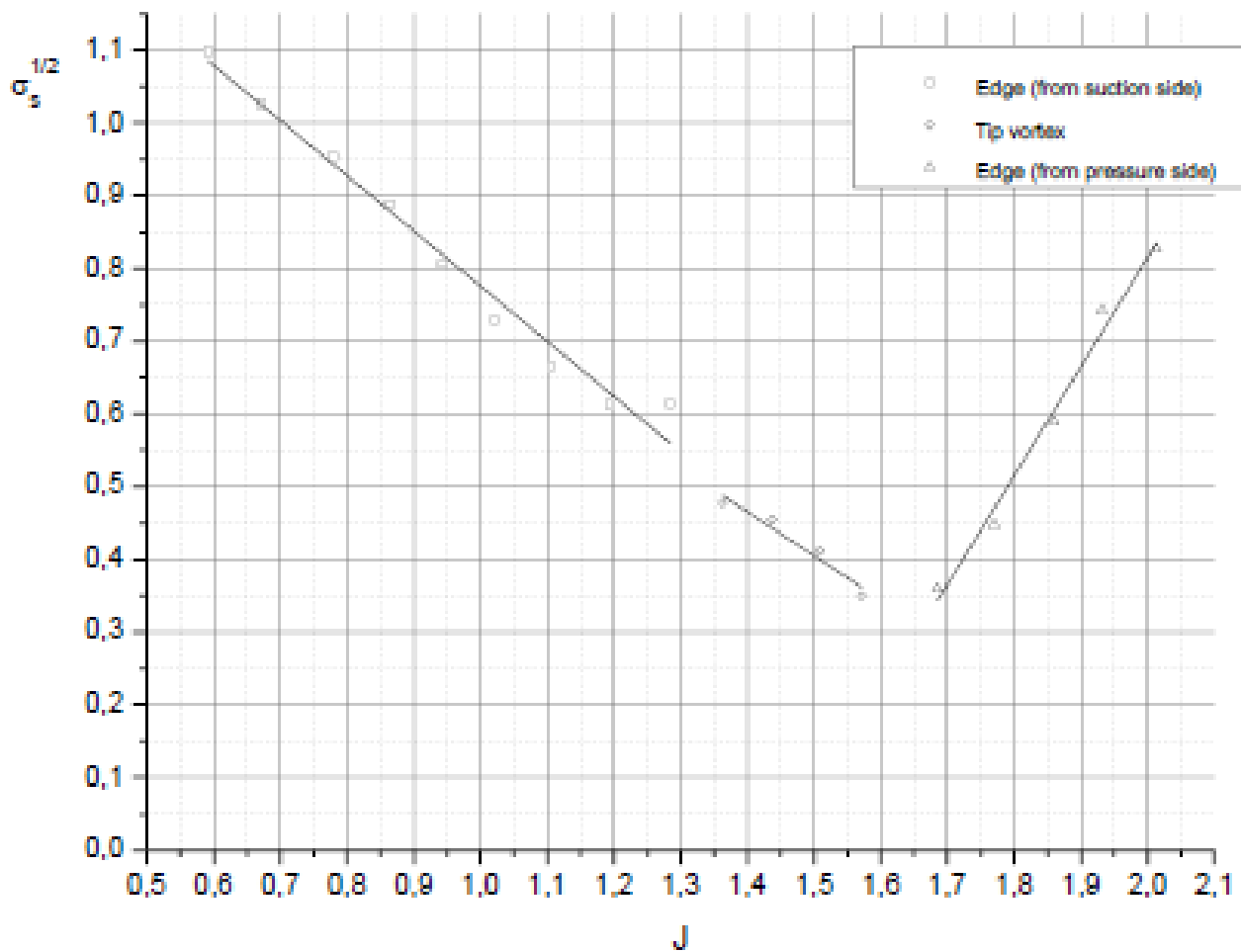
$K_t, 10K_q / J$ -elica prodiera



$K_t, 10K_q / J\text{-elica poppiera}$



Numero di cavitazione elica prodiera



Numero di cavitazione elica poppiera

A seguire è stata effettuata l'analisi della robustezza di pala per una condizione di carico in full speed. Valori correttivi per le condizioni di crash stop e di manovra sono stati introdotti.

I valori utilizzati nel calcolo strutturale sono i seguenti:

➤ RPM: 869

➤ J: 1.273

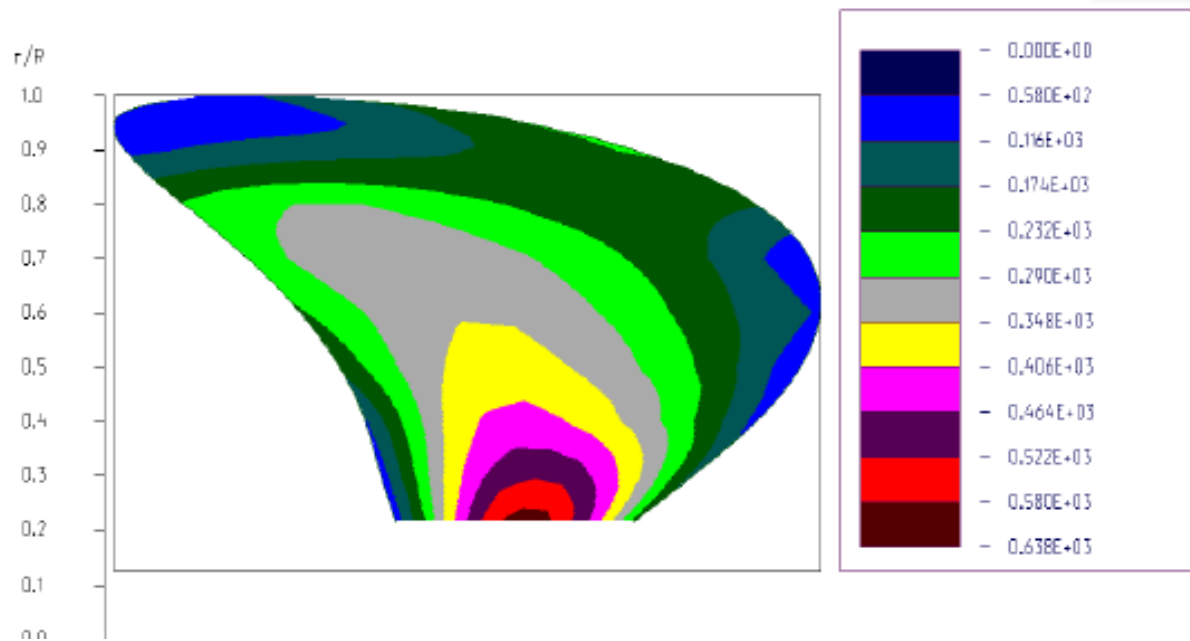
➤ Kt:0.1426

Material	MIBRAL Alloy (Cu3)
Mass density, kg/dm3	7.6
Yield limit, N/mm2	245
Tensile strength, N/mm2	590
Module of Resistance, N/mm2	118
Poisson Coefficient	0.33

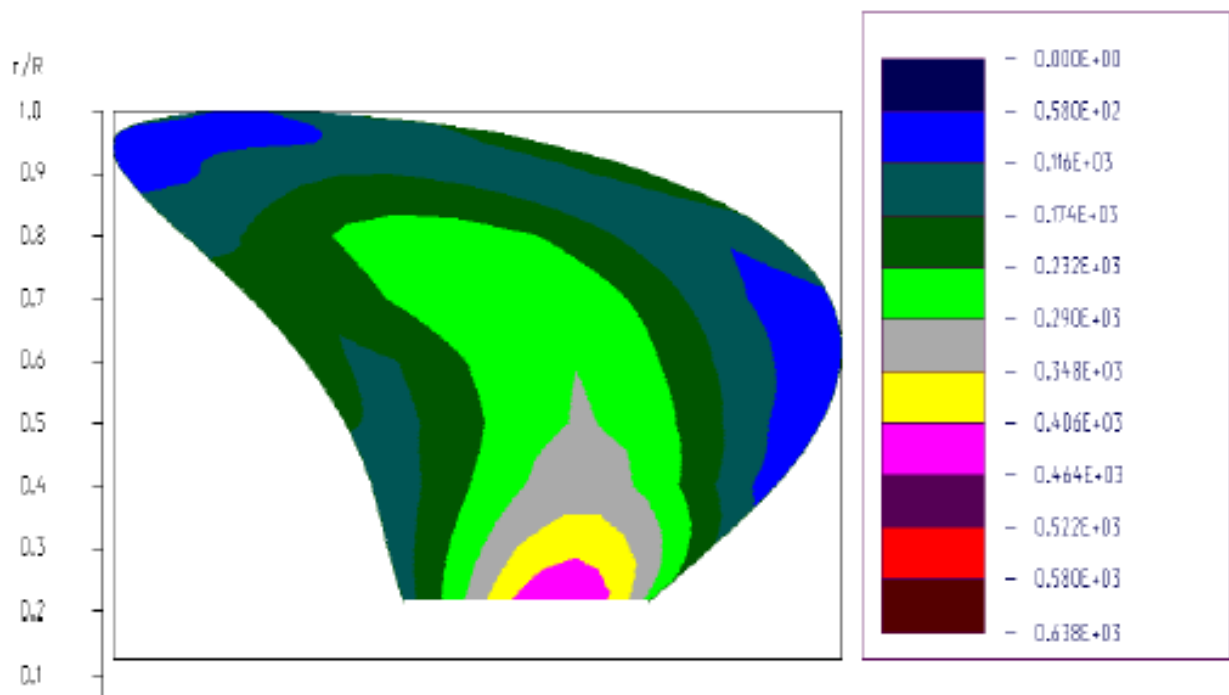
Carico agente sulla pala dell'elica prodiera:

r/R	dFX/dr	dFT/dr	dFC/dr
0.214	8.57	-8.71	46.73
0.3	10.40	-13.33	75.79
0.4	17.35	-18.18	112.78
0.5	25.64	-22.02	145.46
0.6	33.54	-24.15	169.10
0.7	39.66	-24.16	178.19

0.8	42.30	-22.06	166.05
0.9	37.93	-17.11	121.62
0.95	30.14	-12.80	70.46
0.975	23.09	-9.56	37.64
0.99	14.16	-5.82	15.64



Stress equivalente lato in pressione



Stress equivalente lato in depressione

Tensione massima elica prodiera:

r/R	σ_M (kg/cm ³)
0.213	638
0.3	536
0.4	439
0.5	376
0.6	347
0.7	350
0.8	291
0.9	235

0.95	226
0.975	187

ANALISI STRUTTURALE DELLA PALA POPPIERA

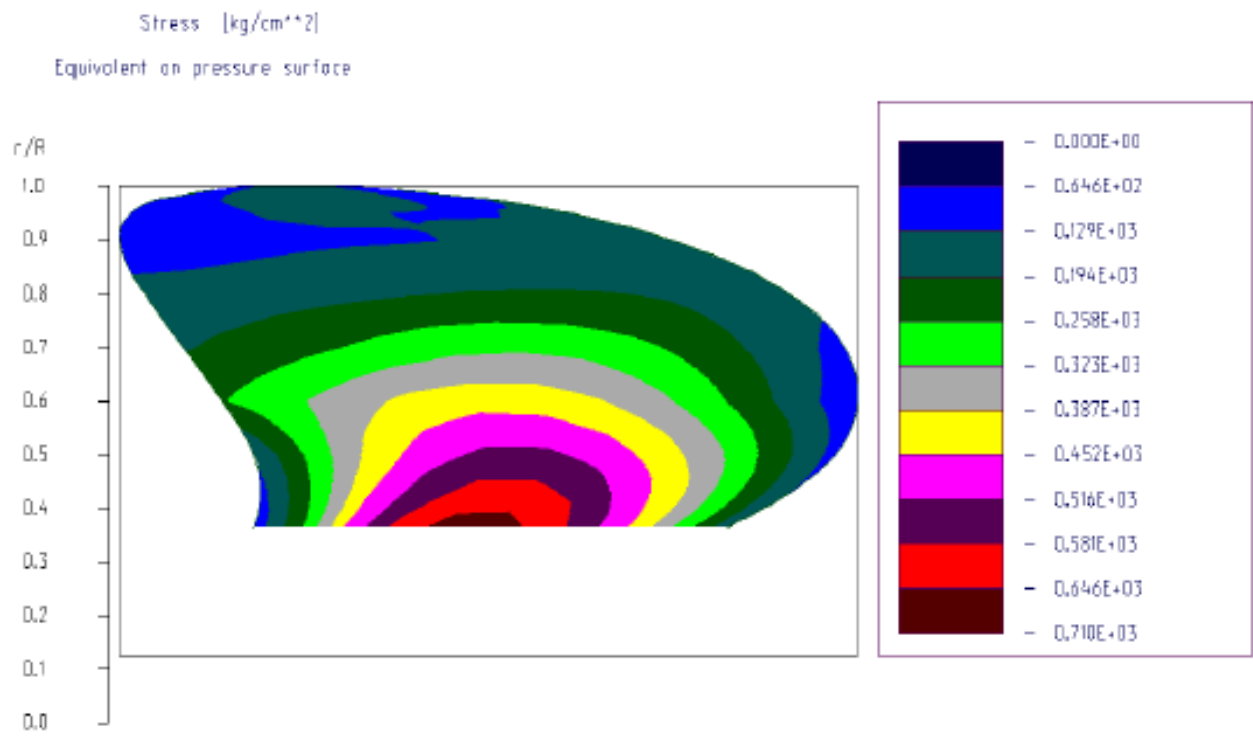
Coefficienti di performance utilizzati:

- RPM: 869
- J: 1.362
- K_t : 0.1426

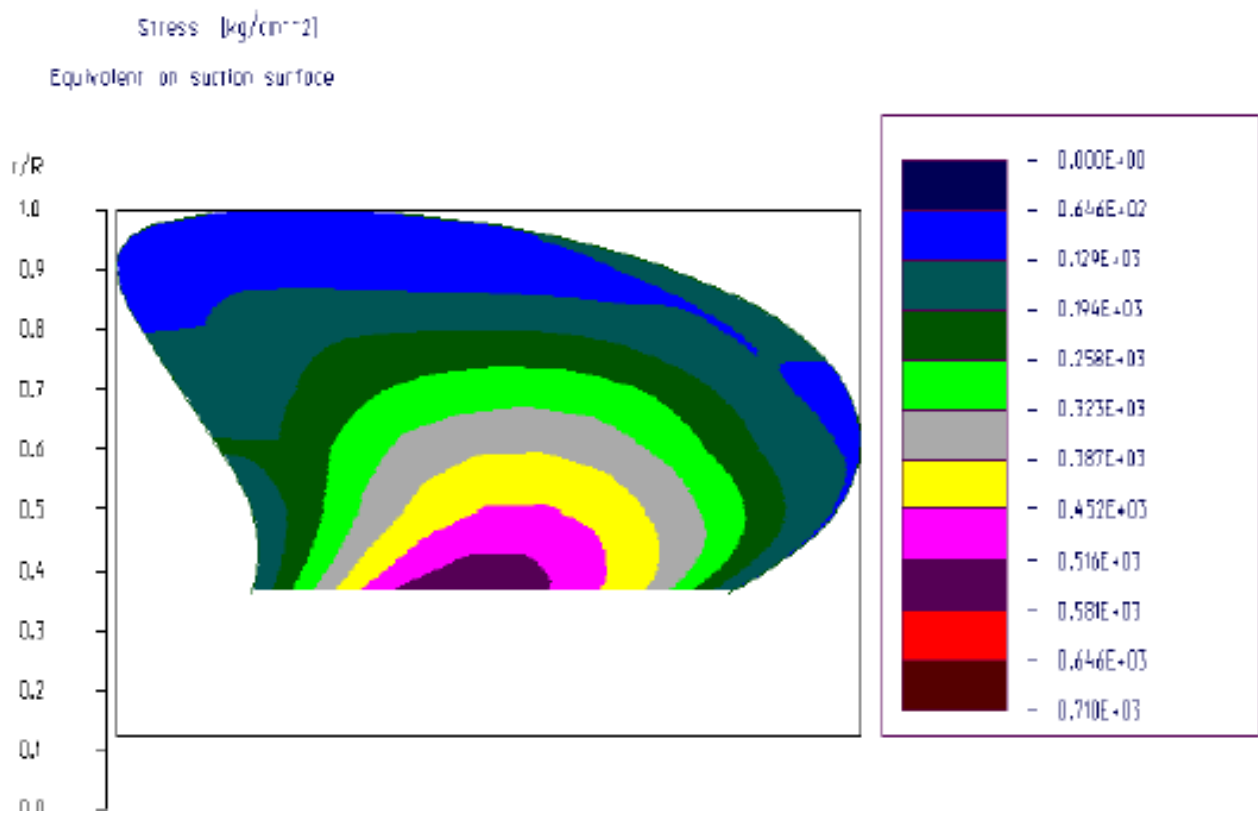
Carico agente sulla pala dell'elica poppiera:

r/R	dF_X/dr	dF_T/dr	dF_C/dr
0.365	14.39	-14.47	77.09
0.5	23.72	-23.44	93.61
0.6	33.99	-29.54	91.56
0.7	42.70	-32.19	71.53
0.8	47.38	-31.03	52.69
0.9	47.37	-27.10	35.80
0.95	41.91	-22.19	20.26
0.975	33.71	-17.05	10.72

0.99	23.02	-11.33	4.43
1	0	0	0



Stress equivalente lato in pressione



Stress equivalente lato in depressione

Tensione massima elica prodiera:

r/R	σ_M (kg/cm ²)
0.364	710
0.5	551
0.6	437
0.7	309
0.8	184
0.9	155
0.95	133

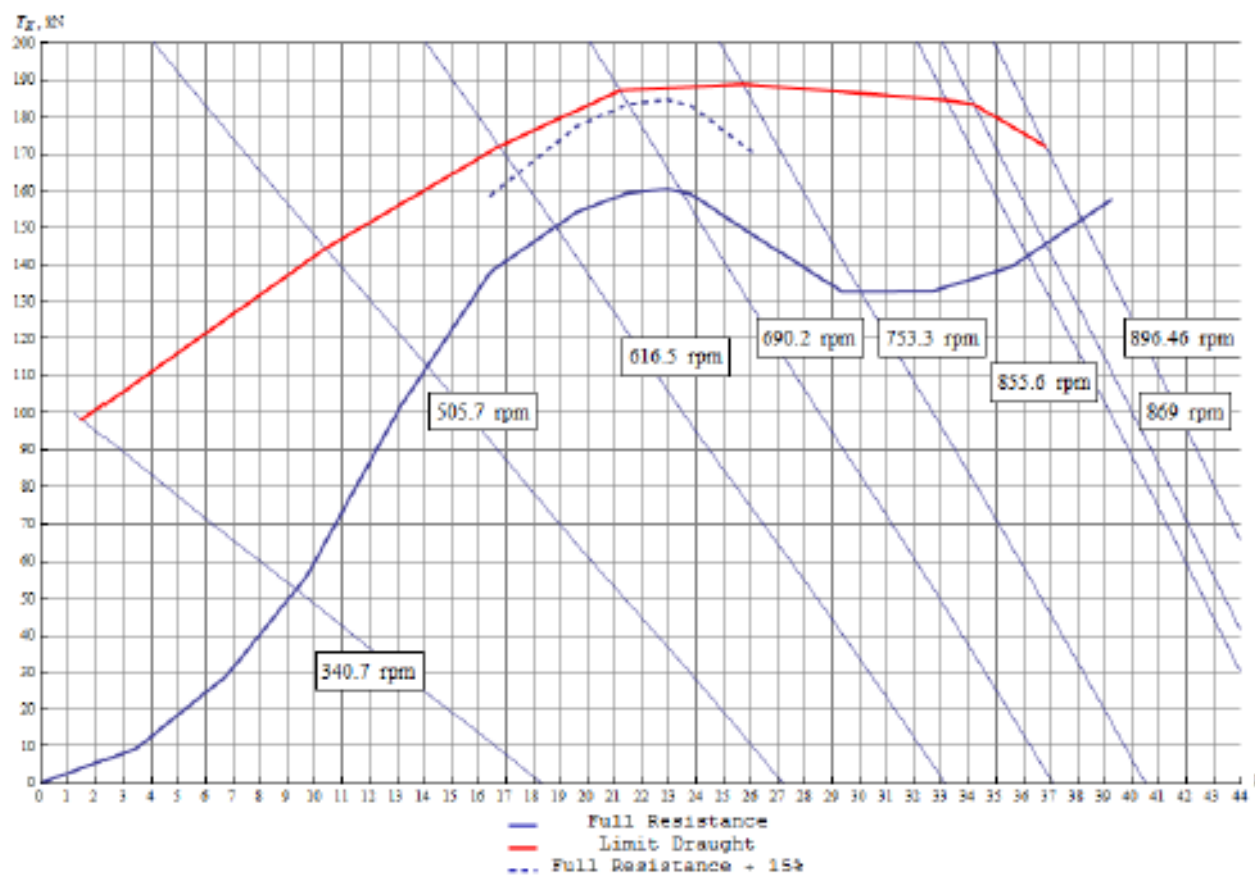
0.975	129

CALCOLO DELLE PRESTAZIONI FINALI

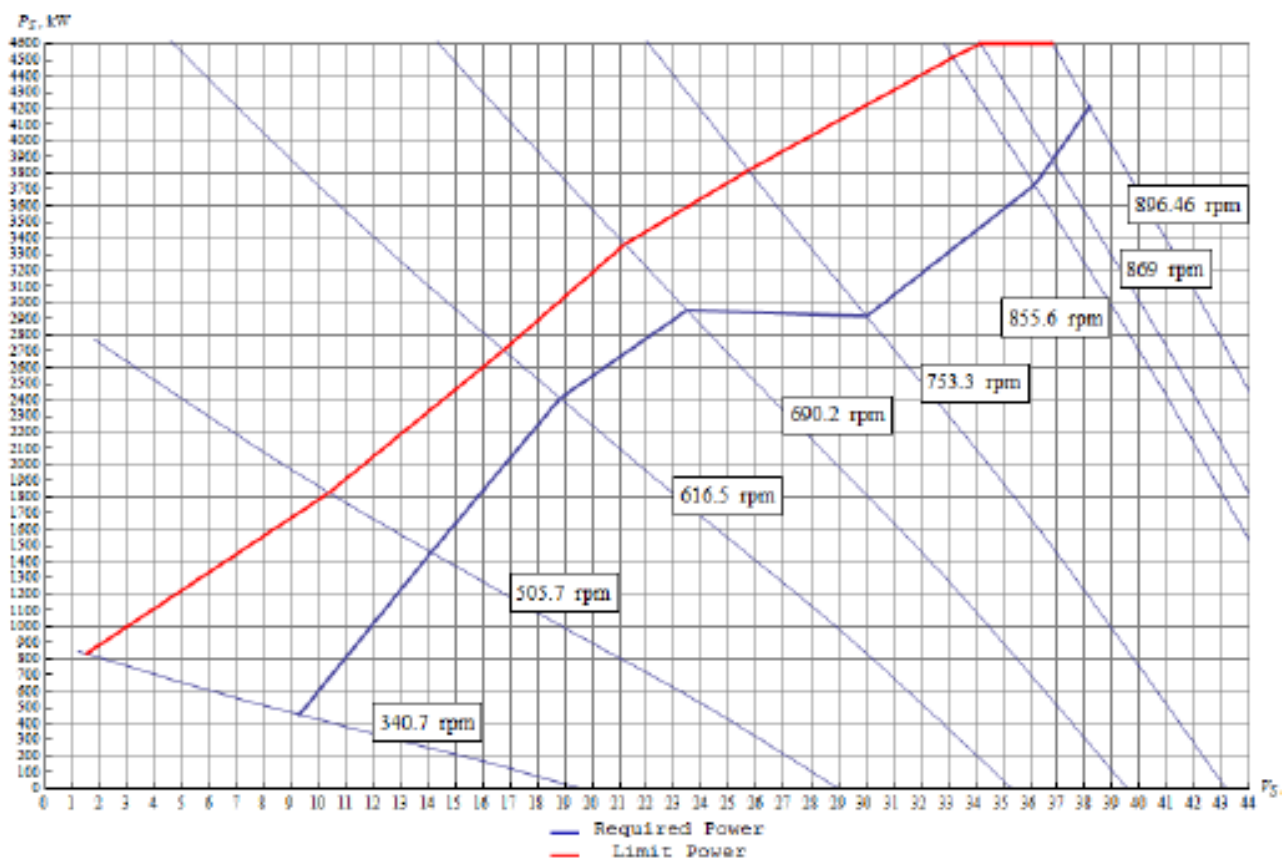
Dai diagrammi di performance ricavati dalle prove in vasca è stato possibile aggiornare le curve di assorbimento della potenza.

Al massimo numero di giri RPM (896.46) la massima velocità teorica raggiungibile risulta essere pari a 38 nodi.

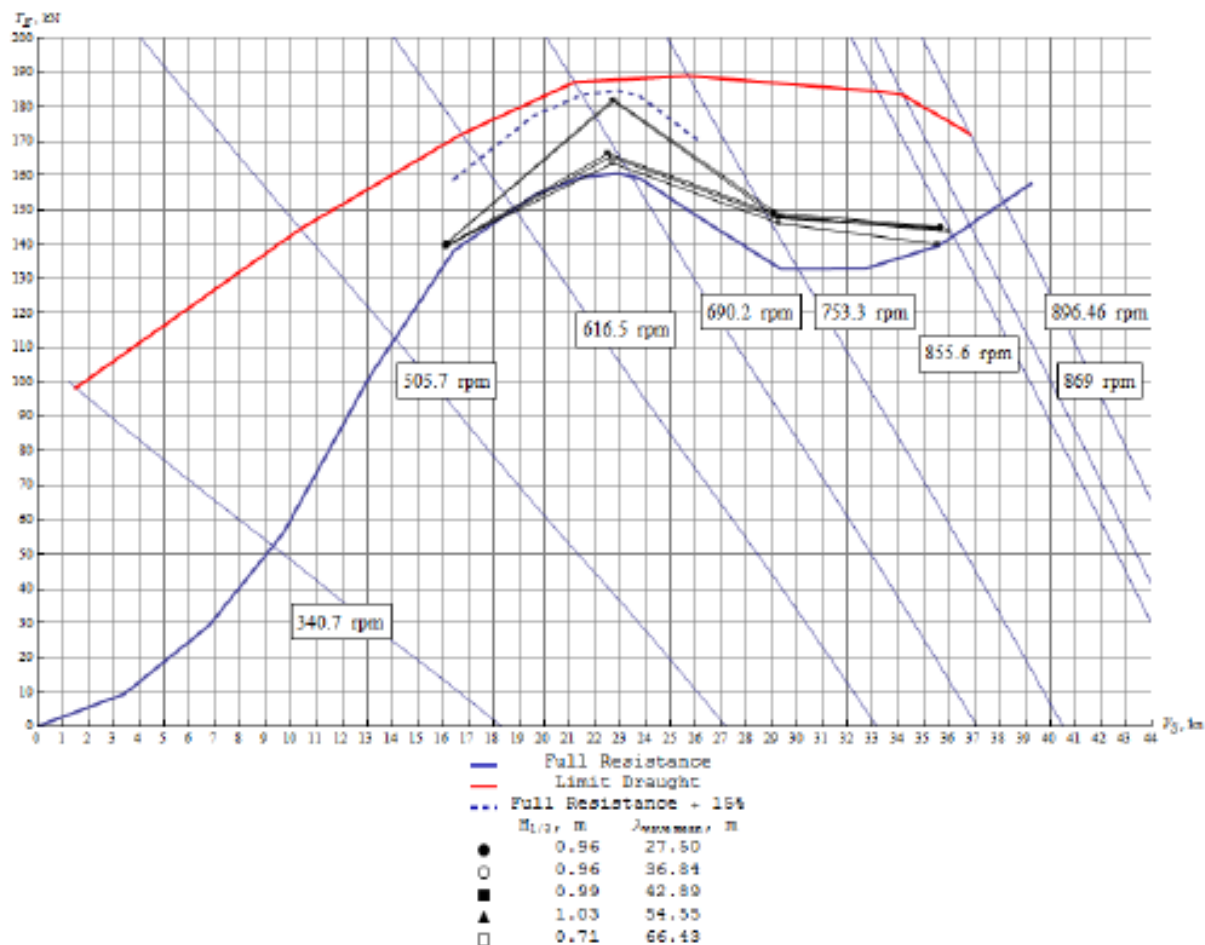
Lo scarto tra la gobba della curva della potenza assorbita (in corrispondenza del take-off) e la curva di massima potenza risulta maggiore del 15%.



Resistenza scafo-spinta massima propulsore



Potenza massima e potenza assorbita



Curve di resistenza in mare mosso in corrispondenza della gobba di resistenza

L'aspetto più complesso nella progettazione del sistema di propulsione di un aliscafo è quello relativo al dimensionamento del sistema di propulsione. La curva di potenza dell'aliscafo è caratterizzata da un brusco innalzamento del valore della potenza poco prima di aver completato il decollo.

In questa condizione il motore non è ancora alla sua

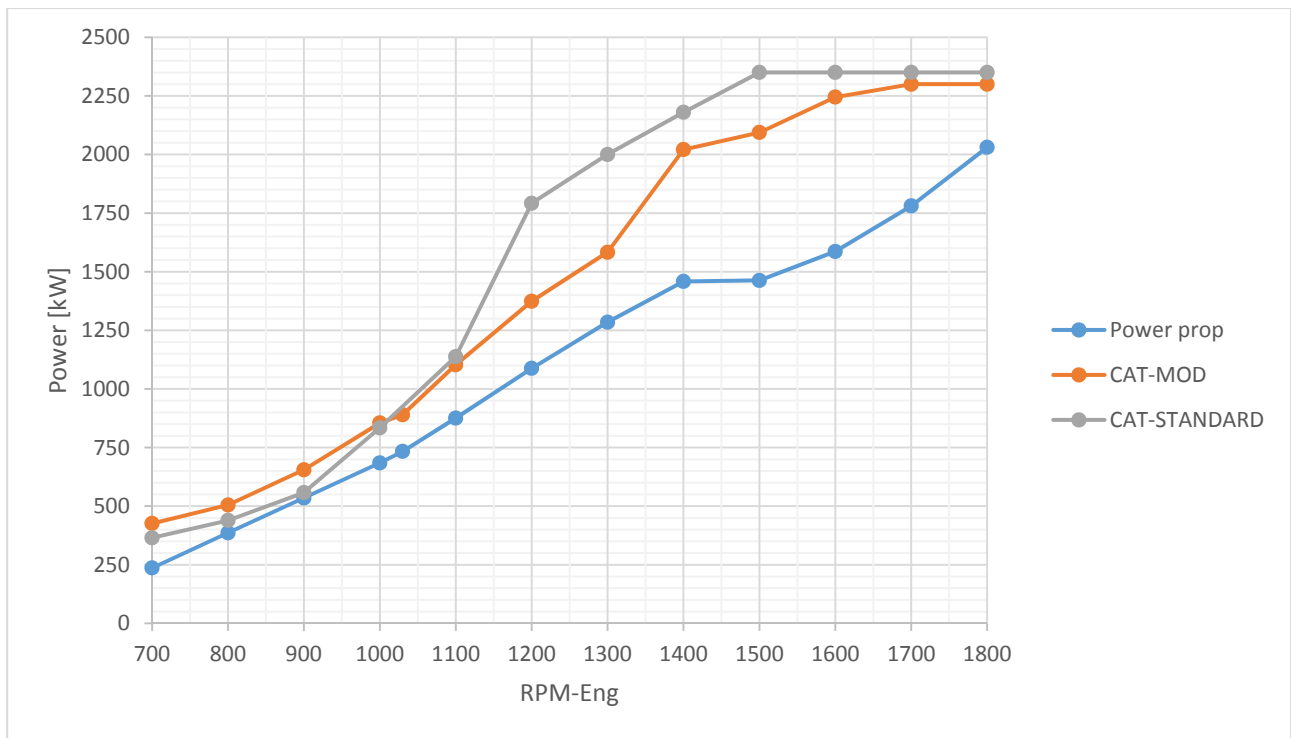
massima potenza; la pendenza della curva di potenza del motore è strettamente legata alla sua sovralimentazione quindi la sua scelta è legata ad un'analisi nel completo campo di velocità (giri motore) in modo da identificare eventuali punti di crisi durante l'erogazione della potenza.

Il motore in esame per il progetto HF02 risulta essere il CAT 3516 con configurazione C (maximum continuous), a 1800 RPM.

Il motore in configurazione di fabbrica risulta avere una curva di potenza non compatibile con le richieste di assorbimento dell'aliscafo. A seguire si riportano i valori di tabella del C3516 in versione standard:

ENGINE SPEED	ENGINE POWER	ENGINE TORQUE	BRAKE MEAN EFF PRES (BMEP)	BRAKE SPEC FUEL CONSUMPTN (BSFC)	VOL FUEL CONSUMPTN (VFC)	INLET MFLD PRES	INLET MFLD TEMP	EXH MFLD TEMP	EXH MFLD PRES	ENGINE OUTLET TEMP
RPM	BKW	NM	KPA	G/BKW-HR	L/HR	KPA	DEG C	DEG C	KPA	DEG C
1,800	2,350	12,467	2,006	209.2	585.9	248.7	50.3	633.9	191.3	490.3
1,700	2,350	13,201	2,124	206.1	577.3	244.4	50.0	644.3	189.9	506.5
1,600	2,245	13,399	2,156	203.5	544.7	224.4	49.3	658.0	158.5	512.1
1,500	2,094	13,331	2,145	199.8	498.7	200.7	48.4	662.2	135.8	525.8
1,400	2,021	13,785	2,219	198.2	477.4	192.1	48.5	675.8	121.1	544.0
1,300	1,596	11,724	1,887	197.5	375.7	147.0	47.3	654.6	94.8	499.3
1,200	1,440	11,455	1,844	200.1	343.3	127.4	47.2	681.1	78.2	521.6
1,100	1,052	9,137	1,470	208.0	260.9	45.1	47.9	700.2	45.1	565.0
1,000	774	7,396	1,190	217.9	201.2	28.7	49.0	702.2	27.1	573.4
900	558	5,921	953	218.7	145.5	22.1	49.5	631.6	15.5	519.4
800	414	4,936	794	217.2	107.1	13.0	49.7	558.9	9.4	441.4
700	352	4,809	774	225.8	94.9	8.7	51.1	556.8	6.4	430.6

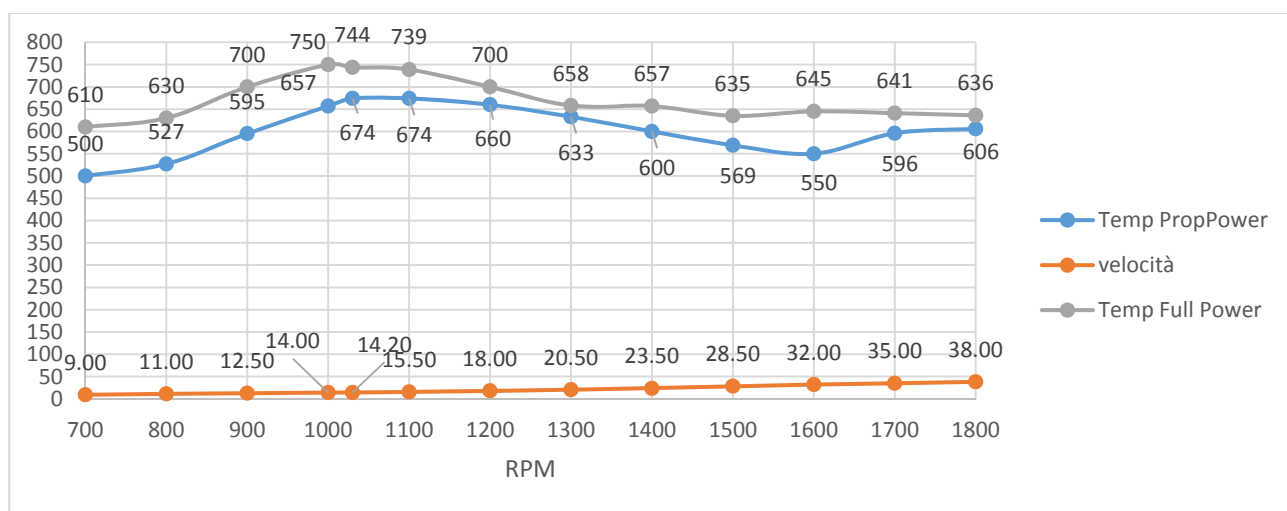
Nel diagramma a seguire si riportano le curve di potenza del motore standard CAT-STANDARD, la curva di potenza dell'aliscafo e la curva di potenza modificata CAT-MOD.



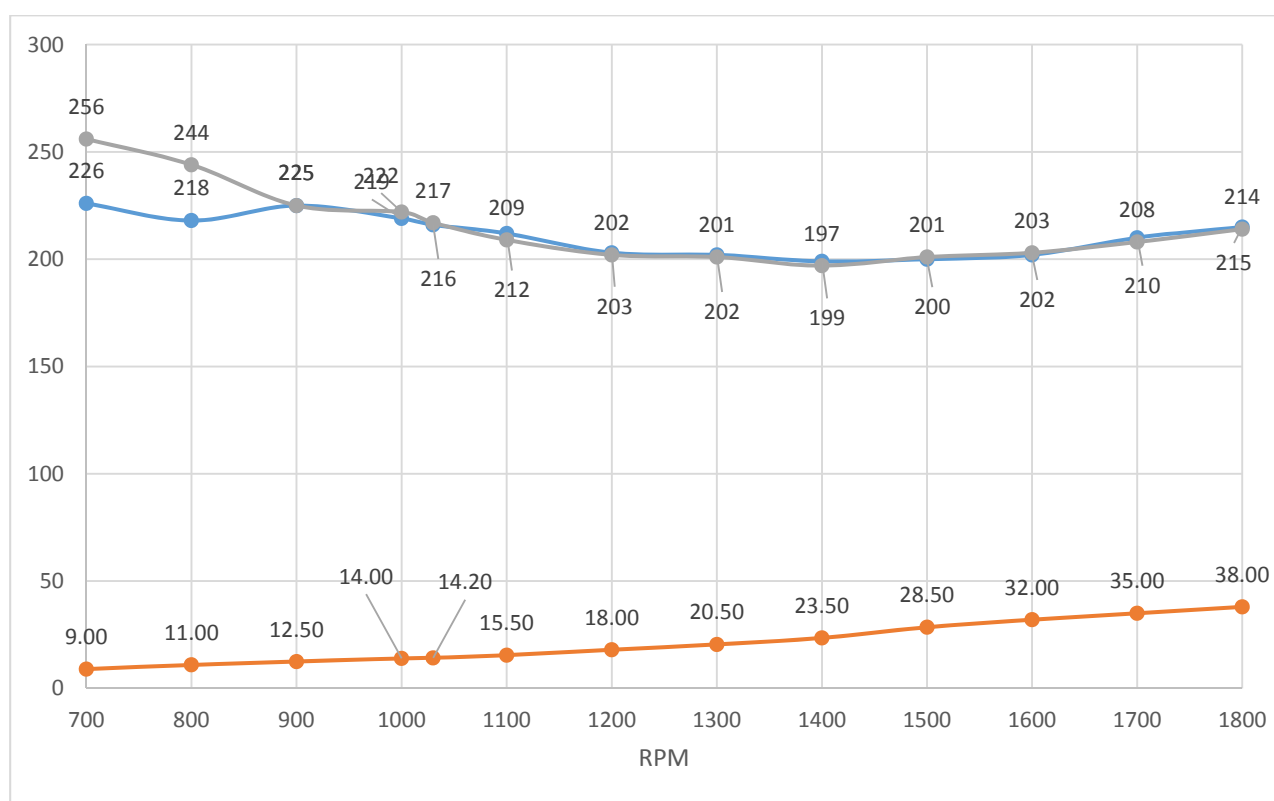
Nella configurazione di assetto motore STANDARD il motore entra in sofferenza nei regimi più bassi di rotazione.

Per ovviare a questo problema è stato avviato uno studio con la CATERPILLA al fine di modificare l'erogazione della potenza e passare dalla curva STANDARD alla curva MOD. il motore dopo uno studio preliminare è stato posizionato nel banco di prova e testato, temperature dei gas di scarico consumi e altri parametri di interesse sono stati campionati. A seguire si riportano i valori delle temperature dei gas di scarico del motore con assetto potenza modificato:

Andamento temperatura dei gas di scarico:



Andamento dei consumi specifici:



In questa configurazione di potenza il margine minimo tra la curva di assorbimento dell'aliscafo e la potenza massima

disponibile è di circa del 20%. La curva di potenza è stata adattata e ridotta nel campo di funzionamento superiore ai 1100 RPM (punto di inizio funzionamento del turbo-charger) al fine di ridurre il carico inerziale su tutta la catena propulsiva.

Capitolo 5 Propulsori non convenzionali

La gran parte dei mezzi navali veloci sono propulsi da eliche a passo fisso messe in rotazione da assi supportati da braccetti e boccole in gomma. Per velocità elevate e alti coefficienti di carico vengono ampiamente adoperati propulsori ad idrogetto.

Per quanto riguarda gli aliscafi la soluzione di applicare delle pompe a idrogetto risulta non preferibile per le applicazioni sopra analizzate, questo perché anche se l'idrogetto permette raggiungere velocità sostenute durante la fase di take-off la potenza richiesta risulta molto elevata. In passato aliscafi della serie Boeing JetFoil hanno sviluppato questo tipo di propulsore accoppiato con delle turbine a gas.

Durante la fase di decollo la struttura di supporto della linea d'asse, nella configurazione tradizionale, comporta un notevole aumento delle resistenza al moto, le eliche lavorando oltretutto in flusso inclinato e in scia all'asse sono soggette a picchi di carico oscillanti che causano fenomeni cavitati difficilmente evitabili. Questa configurazione, anche se semplice da punto di vista produttivo e realizzativo, offre dei limitati rendimenti

propulsivi. Il sistema sviluppato per l'HF02 consiste in un propulsore a C con eliche controrotanti. Il vantaggio sulle prestazioni propulsive della coppia controrotante rispetto all'elica tradizionale sono ben note e si richiama la letteratura tradizionale per eventuali approfondimenti, in aggiunta l'assenza di una linea d'asse immersa riduce notevolmente la resistenza di carena, contribuendo in questo modo ad aumentare l'efficienza del sistema scafo-propulsore.

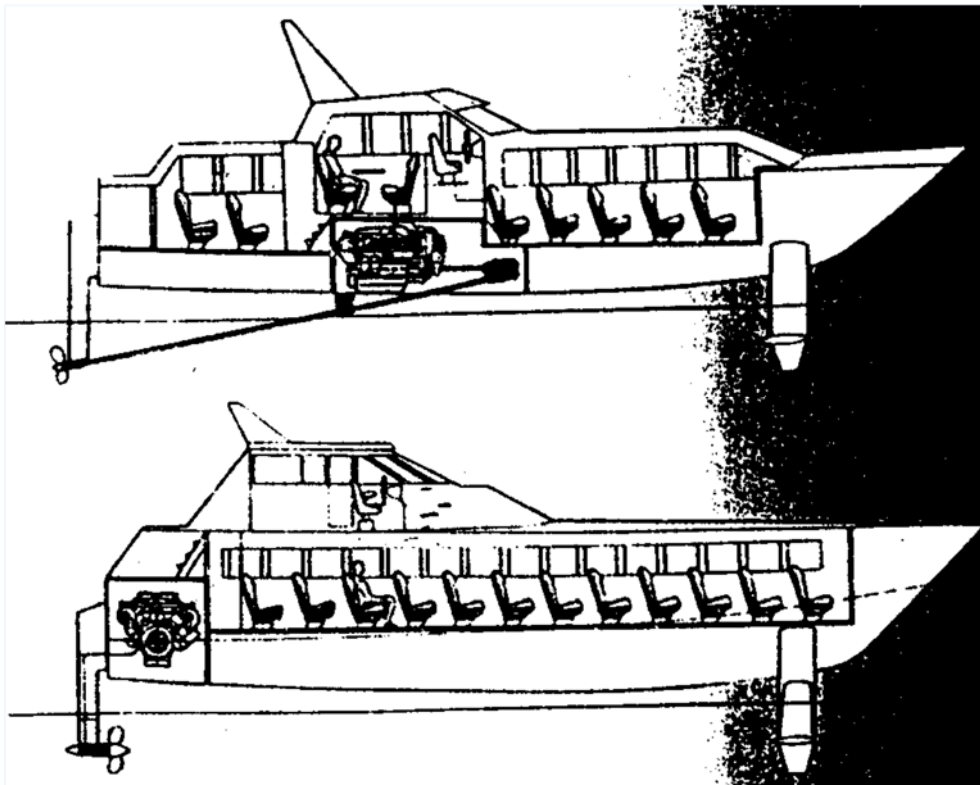
Il sistema di trasmissione è del tipo ortogonale, comunemente denominato C-DRIVE a causa della configurazione geometrica della linea di trasmissione: orizzontale all'uscita del motore, verticale attraverso lo scafo, e di nuovo orizzontale verso il mozzo dell'elica.

Tale gruppo è posto in corrispondenza dell'ala di poppa, e perfettamente integrato con le strutture portanti.

L'efficienza di tale tipologia di sistema è molto elevata se paragonata alle configurazioni tradizionali. L'assenza di linee d'assi e bracci di sostegno immersi permette infatti alla trasmissione C-DRIVE di annullare la resistenza idrodinamica prodotta da tali componenti.

Altro vantaggio è rappresentato dal fatto che non occorre inclinare l'asse longitudinalmente, e quindi la spinta dell'elica è rivolta orizzontalmente. Ciò consente di recuperare una componente di spinta che nei tradizionali sistemi a linee d'assi veniva perduta.

Inoltre a causa dell'inclinazione longitudinale della linea di trasmissione tradizionale, l'elica è inevitabilmente soggetta a carichi non stazionari molto elevati che sono la principale causa dell'innescò di dannosi fenomeni cavitativi e vibratori. Fenomeni quasi del tutto assenti in una trasmissione C-DRIVE.



Un ulteriore vantaggio dell'utilizzo di tale sistema di trasmissione risiede nel fatto che è stato possibile configurarlo in modo tale da prevedere eliche traenti. Un elica traente, non trovando avanti a se nessun tipo di disturbo idrodinamico (prodotto ad esempio dalla stessa linea d'asse), riesce a raggiungere elevati valori di efficienza.

Infine intervenendo sulla meccanica interna del riduttore è stato possibile configurarlo per l'impiego di eliche contro rotanti. La contro rotazione consente il recupero di parte dell'energia rotazionale nella scia dell'elica, migliorandone il rendimento fino al 10-12% rispetto a un'elica convenzionale.

La problematica rilevante su questa tipologia di mezzi è la trasmissione del moto tra il motore ed il sistema di eliche, le quali si trovano a lavorare a notevole distanza dal gruppo propulsivo, come accennato la configurazione AVON-TANDEM comporta ad una posizione centrale dei motori rispetto alla lunghezza nave.

La soluzione adottata ad oggi su questi mezzi è la trasmissione di tipo "V-DRIVE".

Tale sistema prevede un giunto cardanico doppio in uscita al riduttore del motore, il quale trasmette il moto

all'eliche tramite un albero inclinato uscente dallo scafo e supportato da boccole (figura 1).

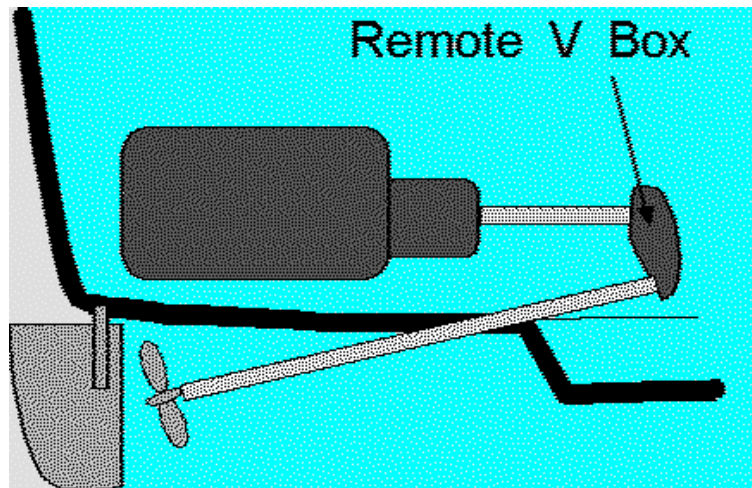


Figura 1: Schema di trasmissione "V-DRIVE"

Questa soluzione, seppur di semplice realizzazione, presenta due principali inconvenienti:

1. Diminuzione dell'efficienza propulsiva dell'elica, soggetta a lavorare inclinata rispetto al moto.
2. Perdite di potenza dovute alla resistenza al moto opposta dalla elevata porzione di albero immersa e dai supporti dello stesso.

La soluzione alternativa studiata prevede l'utilizzo di un sistema di rinvio angolare del moto di tipo "Z-DRIVE", opportunamente modificato in tipologia "C-DRIVE" per permettere l'utilizzo di eliche traenti, controrotanti.

Il sistema "Z-DRIVE" (figura2) consente la trasmissione del moto tra assi paralleli posti ad una distanza di circa 3000 mm tramite ruote dentate coniche.

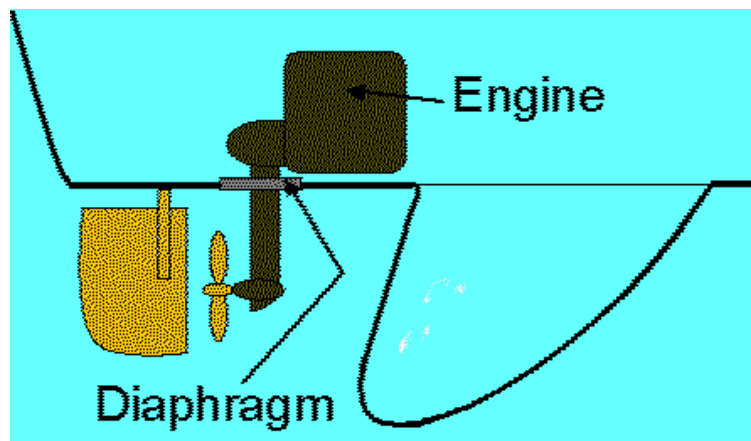


Figura 2: Schema di trasmissione "Z-DRIVE"

Lo studio è stata suddiviso nelle seguenti fasi:

1. Analisi dello stato dell'arte nel campo delle trasmissioni navali "Z-DRIVE".
2. Scelta della componentistica e dello schema di montaggio.
3. Dimensionamento e verifica.
4. Scelta degli elementi ausiliari (tenute e lubrificazione).
5. Modellazione CAD
6. Messa in tavola.

Tipologie di trasmissione analizzate

Successivamente alle ricerche sullo stato dell'arte per le trasmissioni di tipo "Z-DRIVE" in campo marino si è giunti al seguente schema di massima per la linea di trasmissione (fig:3).

Al fine di utilizzare eliche controrotanti, per un migliore rendimento, si è preferito lo schema "C-DRIVE" (b) in sostituzione di "Z-DRIVE" (a).

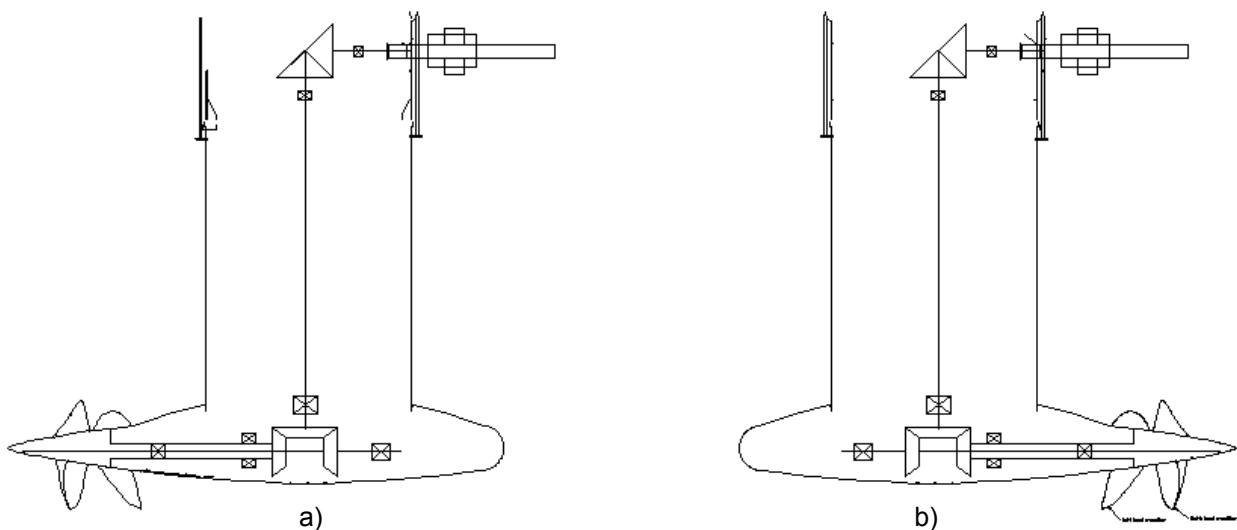


Figura 3: Schemi uni-filari: a) "Z-DRIVE", b) "C-DRIVE."

Gli elementi fondamentali per la trasmissione del moto sono riconducibili a:

- Ruote coniche;
- Alberi;
- Cuscinetti.

Questi sono stati dimensionati e verificati in funzione dei carichi previsti in esercizio, carichi ottenuti dallo studio idrodinamico delle eliche controrotanti.

Per la progettazione dello "C-DRIVE" è stata prevista la suddivisione del sistema in due sottosistemi collegati tramite un albero intermedio:

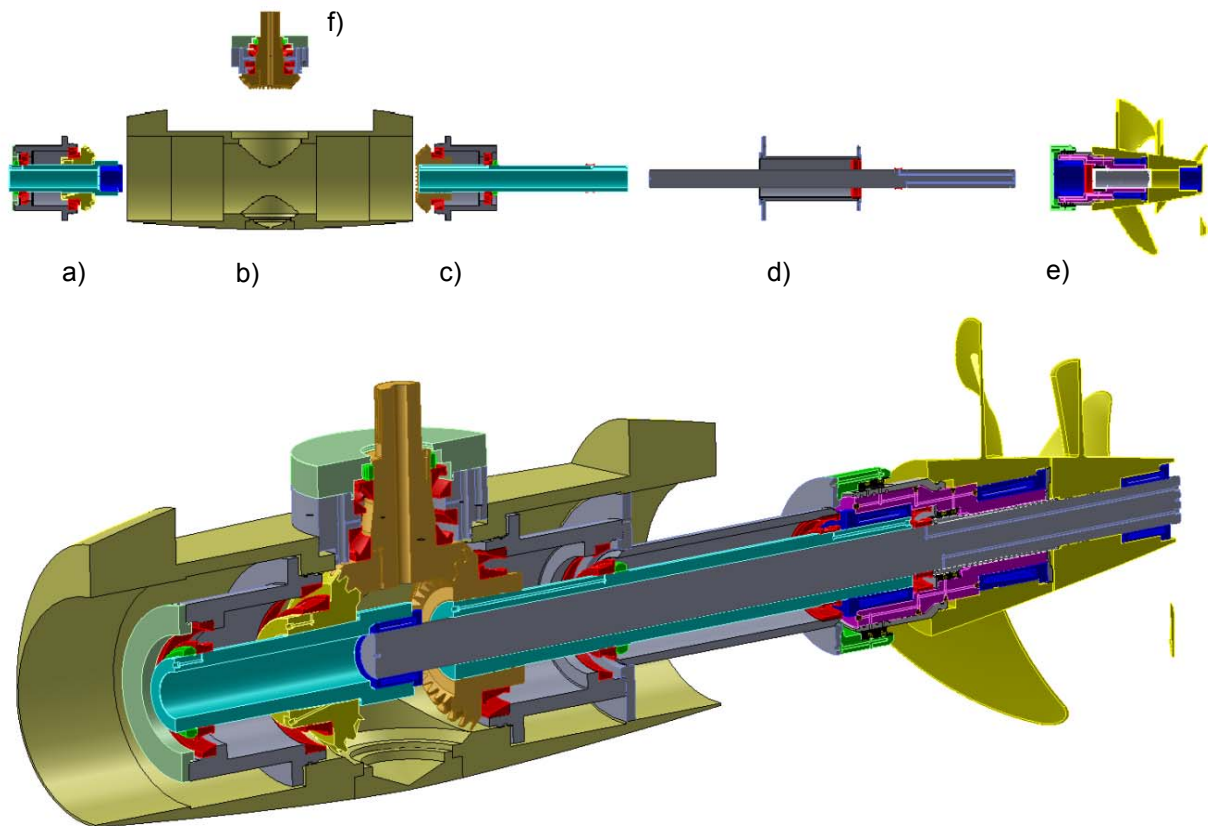
- un riduttore superiore posizionato all'interno dello scafo.
- un riduttore inferiore posizionato all'interno della gondola (POD).

La trasmissione del moto tra le ruote e gli alberi è realizzata mediante collegamenti forzati.

Gli alberi, attraverso i sopporti dei cuscinetti, sono resi solidali al carter tramite collegamenti imbullonati.

Il riduttore inferiore presenta un sistema di alberi controrotanti coassiali, messi in movimento da due ruote coniche. A causa della notevole distanza, circa 1500 mm tra queste e le eliche, sono stati previsti, per limitare lo sviluppo di elevate deformate, dei cuscinetti a rulli

in prossimità delle eliche, e tra gli alberi controrotanti.



**Figura 4:esploso di blocco inferiore: a-c-f)soportti
con ruote; b) carter; d) albero intermedio; e)
gruppo eliche;**

Una problematica tecnologica notevole riguarda l'assemblaggio della struttura e la sequenza delle operazioni da seguire per il montaggio. In particolare, il riduttore è stato suddiviso in sotto blocchi per facilitarne l'assemblaggio.

La struttura è composta dai seguenti sotto-blocchi

installati nella sequenza:

- 1) carter centrale esterno (gondola);
- 2) supporto-ruote destro e sinistro;
- 3) albero intermedio;
- 4) gruppo eliche;
- 5) supporto-ruota verticale.

Di seguito sono indicati i passi da seguire per l'assemblaggio dei sottosistemi 1 e 2:

- 1) forzamento delle ruote sugli alberi;
- 2) calettamento delle ralle dei cuscinetti sugli alberi;
- 3) inserimento delle ralle esterne sui supporti;
- 4) montaggio del sistema delle ruote sul supporto ed applicazione del precarico sui cuscinetti.

Particolare attenzione va posta nell'assemblaggio dei blocchi supporti-ruote sul bulbo esterno, in quanto il posizionamento relativo di questi ultimi influisce sul gioco all'ingranamento delle ruote dentate.

Il corretto ingranamento è ottenuto registrando la posizione assiale tramite anelli di spallamento "shim".

Lo spessore di tali anelli si calcola sulla base delle tolleranze di montaggio.

Ruote coniche

Uno tra i sistemi più efficaci per la trasmissione del moto tra assi concorrenti è rappresentato dall'imbocco dentato a ruote coniche.

Esistono varie configurazioni disponibili, nella fattispecie la scelta è stata ristretta a ruote dentate coniche a denti elicoidali.

Tale scelta è stata preferita per via degli elevati carichi ed elevate velocità periferiche in esercizio. A parità di ingombro, incrementando il valore dell'angolo medio dell'elica si ottengono coefficienti di sicurezza a flessione e a pitting più elevati, accompagnati da elevati valori del fattore di ricoprimento dell'elica il quale gioca un valore importante in termini di riduzione di vibrazioni e rumorosità [1][2].

Sul mercato sono reperibili diverse tipologie costruttive di ruote dentate coniche, che differiscono tra loro per la geometria del dente (Fig:5):

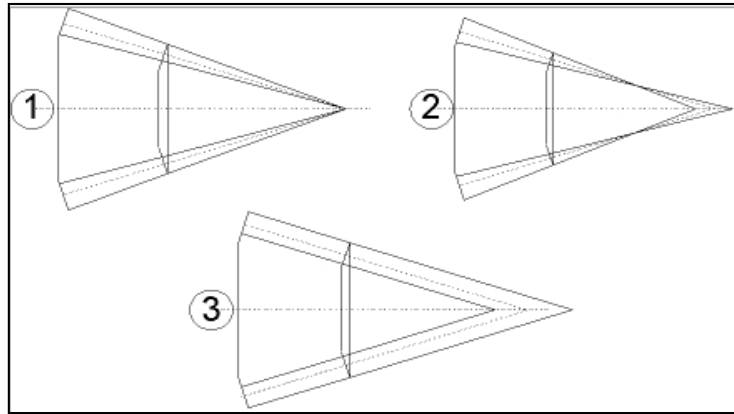


Figura 5: 1) Coni di testa e primitivo hanno lo stesso vertice 2) coni di testa e primitivo non hanno lo stesso vertice ruota di tipo Gleason 3) altezza del dente costante ruota di tipo Klingelnberg

È stata scelta una dentatura di tipo Klingelnberg perché presenta una superficie di contatto del dente maggiore rispetto alle altre dentature ed inoltre consente di generare un profilo del dente con minore scostamento dal profilo ad evolvente teorico.

La progettazione delle ruote è stata basata sulle linee guida della normativa unificata ANSI/AGMA ISO 23509-A08.

I parametri geometrici delle ruote sono stati ricavati mediante procedura iterativa, imponendo come vincoli di progettazione i carichi provenienti dal motore, il diametro esterno massimo e i valori di riferimento per i

coefficienti di sicurezza.

Le forze agenti sono state calcolate tramite le seguenti relazioni[1]:

$$F_{mt} = \frac{2 T}{d_m}; \quad (1)$$

$$F_a = F_{mt} \left[\tan(\alpha) \left(\frac{\sin(\delta)}{\cos(\beta)} \right) + \tan(\beta) \cos(\delta) \right]; \quad (2)$$

$$F_r = F_{mt} \left[\tan(\alpha) \left(\frac{\sin(\delta)}{\cos(\beta)} \right) - \tan(\beta) \sin(\delta) \right] \quad (3)$$

In cui α è l'angolo di pressione, β è l'angolo di elica media e δ è il semiangolo del cono al vertice.

In tabella sono riportati i parametri geometrici significativi dell'imbocco superiore [3].

Parametri geometrici	Ruota 1	Ruota 2
Numero di denti (Z)	33	31
Modulo normale (m_n) [mm]	10	10
Angolo di pressione normale (α)	20°	20°
Angolo dell'elica media (β)	35°	35°

Angolo tra gli assi (Σ)	90°	90°
Rapporti di ricoprimento (profilo/elica)	1.2989/2.1361	

Tabella 1: parametri geometrici

Il valore di angolo di elica media selezionato [1] consente di mantenere il rapporto di ricoprimento dell'elica pari a 2 per mantenere migliori condizioni di rumorosità e vibrazioni.

Scelti i parametri geometrici in tab. 1 si ottengono:

- Rapporto di trasmissione $u=Z_1/Z_2=1,064$;
- Velocità di rotazione della ruota condotta $n_2=1064$ rpm.

Il profilo di dentatura selezionato [4] per il proporzionamento modulare presenta frazione di addendum 1, frazione di dedendum 1,25, frazione di raccordo al piede 0,30

Per la verifica a danneggiamento, il calcolo è stato effettuato applicando la regola di Palmgren-Miner, utilizzando al curva di Wohler come indicato in [2].

Per l'immissione di carichi con spettro di carico la norma [3] prevede un valore unitario del fattore di sovraccarico.

Per quanto riguarda l'accoppiamento conico inferiore la

trasmissione del carico attraverso la ruota motrice avviene contemporaneamente su due ingranamenti. Questo è equivalente ad un carico sulla ruota dentata di metà potenza a frequenza doppia.

In tabella 2 sono riportati i parametri geometrici significativi dell'imbocco inferiore:

Parametri geometrici	Ruota 1	Ruota 2
Numero di denti (Z)	31	33
Modulo normale (m_n) [mm]	8	8
Angolo di pressione normale (α)	20°	20°
Angolo dell'elica media (β)	35°	35°
Angolo tra gli assi (Σ)	90°	90°
Rapporti di ricoprimento (profilo/elica)	1.2989/1.9533	

Tabella 2: parametri geometrici

Il valore di angolo di elica media selezionato consente di mantenere il rapporto di ricoprimento d'elica minimo $\varepsilon_\beta = 2$ per mantenere migliori condizioni di rumorosità e vibrazioni [1].

Scelti i parametri geometrici in tab. 2 si ottengono:

- Rapporto di trasmissione $u=Z_1/Z_2=0.939$;
- Velocità di rotazione della ruota condotta è $n_2=1000$ rpm.

Il profilo di dentatura selezionato per il proporzionamento modulare presenta frazione di addendum 1, frazione di dedendum 1,25, frazione di raccordo al piede 0,30 [1].

Materiali

Per le ruote dentate è stato scelto il seguente materiale:

17NiCrMo6-4, Acciaio da cementazione:

che presenta le seguenti caratteristiche:

- Durezza superficiale HRC 60
- Limite di snervamento 850N/mm^2
- Limite di fatica piede del dente 430N/mm^2
- Limite di fatica pressione di Hertz 1500 N/mm^2
- Resistenza alla rottura 1200N/mm^2
- Modulo di elasticità 206000N/mm^2
- Coefficiente di Poisson 0.3

Trattamento termico:

Secondo quanto indicato nella norma ISO 6336-5 [3] è stata scelta una profondità di cementazione pari a 1,5 mm.

È stata prescritta una cementazione in cassetta seguita da una tempra differita per ottenere le caratteristiche meccaniche richieste al cuore ed alla superficie.

Tipo di Trattamento	Temperatura [°C]	Tempo	Mezzo temprante
Cementazione	870	10 ore	-
Tempra a cuore	825	-	acqua
Tempra superficiale	745	-	acqua
Distensione	180	-	aria

Tabella 3: Trattamento termico

Verifica delle ruote dentate

È stata scelta per le ruote dentate una vita utile pari a 20000 ore, corrispondente a $6 \cdot 10^8$ cicli di carico (zona di vita infinita).

Per il calcolo delle tensioni ammissibili a flessione ed a pitting sono state utilizzate le seguenti formulazioni [2]:

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} \quad (4)$$

$$\sigma_{H0} = \sqrt{\frac{F_{mt}}{d_{V1} l_{bm}} \frac{u_v + 1}{u_v}} Z_{M-B} Z_H Z_E Z_{LS} Z_{\beta} Z_K \quad (5)$$

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} Z_{NT}}{S_H} Z_X Z_L Z_R Z_V Z_W \quad (6)$$

In cui σ_H è la tensione di contatto, σ_{H0} è la tensione di contatto nominale σ_{HP} è la tensione di contatto ammissibile In cui S_H è il coefficiente di sicurezza desiderato, i parametri in K_i e Z_i sono indicati in [2], [3].

$$\sigma_F = \sigma_{F0} K_A K_V K_{F\beta} K_{F0} \quad (7)$$

$$\sigma_{F0-B1} = \frac{F_{mt}}{b m_{mn}} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_e Y_K Y_{LS} \quad (8)$$

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim} Y_{NT}}{S_F} Y_{\delta rel T} Y_{R rel T} Y_X \quad (9)$$

In cui σ_F è la tensione alla radice del dente, σ_{F0} è la

tensione nominale al piede del dente. σ_{FP} è la tensione ammissibile ed S_F è il coefficiente di sicurezza a flessione, i parametri in K_i e Y_i sono indicati in [2], [3].

Di seguito sono riportati alcuni coefficienti significativi.

Il fattore di sovraccarico K_A modifica il carico nominale al fine di compensare eventuali incrementi di carico sulle ruote (rapporto tra picco di carico e carico nominale).

È stato utilizzato un fattore $K_A = 1$ in quanto è stato utilizzato lo spettro di carico [3].

Il fattore di portata K_{Hbbe} tiene conto della posizione delle ruote sugli alberi rispetto ai cuscinetti.

È stato considerato:

$K_{Hbbe} = 1,10$, per l'imbocco superiore, corrispondente alla configurazione con una ruota a sbalzo (ruota conduttrice) ed una interposta tra due cuscinetti (ruota condotta).

$K_{Hbbe} = 1,25$, per l'imbocco inferiore, corrispondente alla configurazione con entrambe le ruote montate a sbalzo.

Il fattore relativo alla velocità di rotazione $K_v = f(Q_v, v)$ tiene conto della finitura superficiale e della velocità di rotazione è stato ottenuto in accordo alla norma ISO 6336-2 metodo B, selezionando un coefficiente di qualità

della trasmissione $Q_v = 6$. La formulazione del metodo B tiene in considerazione tutti i fattori di correzione derivanti dalla scelta del profilo di dentatura.

Per l'imbocco dentato superiore ed inferiori sono stati ottenuti i seguenti coefficienti di sicurezza:

	Imbocco Superiore		Imbocco Inferiore	
	Ruota motrice	Ruota condotta	Ruota motrice	Ruota condotta
S_H	2.5895	2.5931	2.2220	2.2252
S_F	2.1197	2.1238	1.9434	1.9472

Tabella 4: Coefficienti di sicurezza (S_H a pitting S_F a flessione del dente)

Alberi e cuscinetti

Per il dimensionamento degli alberi e la selezione dei cuscinetti è stato suddiviso il sistema in 3 macro blocchi (figura 6):

- 1) Albero superiore;
- 2) Gruppo alberi verticale;
- 3) Gruppo alberi inferiori.

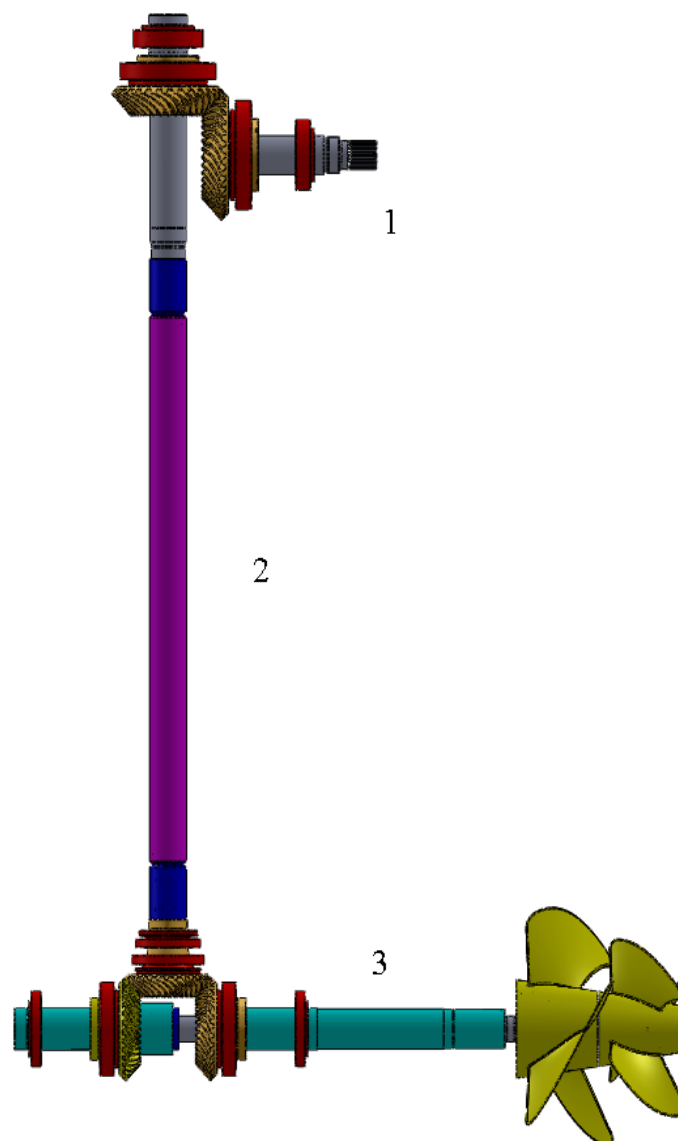


Figura 6: Schematizzazione linee d'assi

Le ruote dentate applicano un carico sull'albero scomponibile nelle tre direzioni, assiale, radiale e tangenziale. L'entità di tali forze sono state calcolate con le formule della meccanica applicata classica (eq. 1,2,3).

Utilizzando ruote coniche elicoidali con angolo di elica medio $\beta_m=35^\circ$ il carico assiale presenta un cambio di direzione all'inversione del moto. Tale fenomeno comporta la necessità di un sistema di cuscinetti in grado di reagire oltre al carico radiale ad un carico assiale nelle due direzioni, per questo in corrispondenza di ciascuna ruota dentata, è stata prevista una coppia di cuscinetti a rulli conici in configurazione ad "O".

In prossimità della ruota inferiore dell'albero verticale è stata prevista una coppia di cuscinetti assiali orientabili a rulli a botte, in quanto è prevalente la componente assiale della spinta. La spinta radiale è trascurabile per via della configurazione dell'imbocco dentato inferiore con ruote condotte installate a 180° tra di loro.

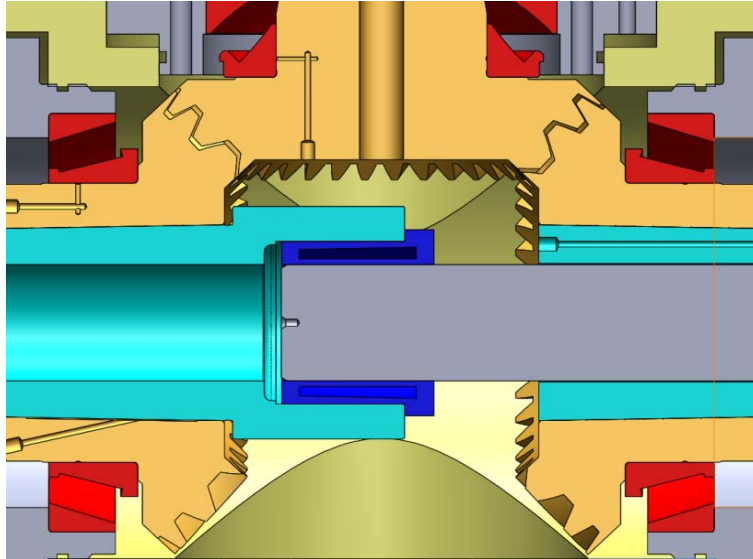


Figura 7: Particolare di 'mesh' per le ruote inferiori

Tale configurazione comporta l'annullamento delle spinte radiali e tangenziali di segno opposto.

Sulla ruota verticale agisce soltanto il momento torcente e la spinta assiale.

Materiali

Per gli alberi è stato scelto il seguente materiale:

acciaio da costruzione C45

che presenta le seguenti caratteristiche:

- Durezza HB163N/mm²
- Tensione di rottura 700N/mm²
- Tensione di snervamento 490 N/mm²
- Modulo di elasticità 200000N/mm²
- Modulo di Poisson 0.29
- Modulo di Elasticità Tangenziale 80 N/mm²

Verifica degli alberi

La verifica è stata eseguita calcolando le componenti di tensioni equivalenti alternate e medie secondo Von Mises [4]:

$$S_a^I = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} \quad (10)$$

$$S_m^I = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2} \quad (11)$$

La sollecitazione flettente genera una componente di tensione puramente alternata (eq. 12), la sollecitazione

di torsione e la spinta assiale vanno a comporre la componente media (eq. 13,14), la componente di taglio τ_a è trascurabile.

$$\sigma_a = K_f \frac{32M_a}{\pi d^3}; \quad (12)$$

$$\sigma_m = \frac{4F_a}{\pi d^2}; \quad (13)$$

$$\tau_m = \frac{16T_m}{\pi d^3}; \quad (14)$$

Per il calcolo del diametro degli alberi è stata considerata, come criterio di resistenza, la retta di Goodman [4].

$$\frac{1}{n} = \frac{S_a^l}{S_f} + \frac{S_m^l}{S_r} \quad (15)$$

In cui d è il diametro desiderato, n il coefficiente di sicurezza, K_f il coefficiente di concentrazione delle tensioni a fatica, S_f è la tensione limite di resistenza a fatica, S_r la tensione di rottura del materiale, T_m è il momento torcente (componente media) M_a è il momento flettente risultante (componente alternata), F_a è la forza

assiale.

Cuscinetti

Sono stati scelti cuscinetti a rulli cilindrici ed a rulli conici con una disposizione atta a garantire un funzionamento scorrevole ed efficiente.

I cuscinetti montati in configurazione ad "O", presentano una distanza tra i centri di pressione maggiore che in configurazione ad "X", questo fa sì che possano sopportare momenti ribaltanti maggiori.

In configurazione ad "X" sia il precarico assiale dovuto ad un possibile surriscaldamento in esercizio dell'albero maggiore rispetto a quello dell'alloggiamento, sia il precarico radiale dovuto al surriscaldamento delle ralle in esercizio sono più grandi che in quella ad "O" [5].

Inoltre per la configurazione ad "O", quando il coefficiente di dilatazione termica degli elementi del sistema (cuscinetti sopporti albero) è lo stesso, è possibile calcolare una distanza per cui le dilatazioni termiche assiali e radiali si elidono.

La scelta e verifica dei cuscinetti è stata effettuata secondo la norma ISO 282:2007 [6].

Questa prevede, individuata a catalogo la serie dimensionale per il cuscinetto, il calcolo dei carichi dinamico P e statico P_0 equivalente ottenuto dai carichi agenti sui cuscinetti:

$$L_{10hm} = a_1 a_{ISO} L_{10h} \quad (16)$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{(60 n)} \left(\frac{C}{\bar{P}} \right)^{\frac{1}{a}} \quad (17)$$

Il fattore L_{10h} indica la vita prevista per il cuscinetto con una affidabilità del 90% , a_1 è un coefficiente che tiene conto di una variazione dell'affidabilità, a_{iso} un coefficiente che tiene conto della lubrificazione quindi dei parametri caratteristici dell'olio, della eventuale presenza di impurità nello stesso e del carico limite a fatica C_u del cuscinetto.

C è il coefficiente di carico dinamico per il cuscinetto, dato fornito dai produttori di cuscinetti.

Il carico equivalente si calcola con l'espressione:

$$P = XF_r + YF_a \quad (18)$$

I parametri X, Y sono dati a catalogo strettamente correlati alla geometria del cuscinetto.

Per il calcolo della vita utile di ciascun cuscinetto, sottoposto ad una nota storia di carico, è stata implementata una formulazione di danneggiamento cumulativo, calcolando la percentuale di danneggiamento D tramite la regola di Miner:

$$D = L_h \sum \frac{U_i}{N_i} \quad (19)$$

In cui U_i è la percentuale di applicazione della i -esima componente della storia di carico, N_i la vita stimata per la i -esima componente della storia di carico valutata singolarmente, L_h la vita complessiva richiesta al componente meccanico.

Imponendo $D=1$ è possibile stimare la vita utile ottenibile L_u per il componente per data storia di carico:

$$L_u = \frac{D}{\sum \frac{U_i}{N_i}} \quad (20)$$

Precarico sui cuscinetti

Al fine di aumentare la rigidezza dell'insieme, la precisione di rotazione, ridurre la rumorosità ed aumentare la durata di esercizio è stato previsto precarico per ogni coppia di cuscinetti.

Il precarico consente di recuperare il giuoco causato dal cedimento elastico del cuscinetto reagente al carico assiale ed a distribuire il carico al cuscinetto non interessato.

Con la presenza del carico assiale trasmesso dalla ruota conica, il precarico riesce a recuperare il giuoco causato dal cedimento elastico del cuscinetto reagente ed a distribuire meglio il carico sul cuscinetto non interessato.

I cuscinetti obliqui se caricati radialmente generano una forza assiale F_a equilibrata da un cuscinetto montato in opposizione al primo.

Tale forza vale [5]:

$$F_a = 0,5 \frac{F_r}{Y} \quad (21)$$

In cui F_r è il carico radiale agente sul cuscinetto stesso. Per sfruttare completamente la capacità di carico del

cuscinetto, l'intera semicirconferenza del cuscinetto sollecitato da F_r , deve essere completamente caricata, per consentire a tutti i corpi volventi di supportare correttamente il carico.

Se K_a è la forza assiale esterna dovuta all'ingranamento, C_a e C_b le costanti di elasticità dei due cuscinetti, la forza di precarico F_0 necessaria ad impedire che il cuscinetto B si scarichi completamente quando il cuscinetto A è caricato con K_a è pari a:

$$F_0 = K_a \frac{C_B}{C_a + C_b} \quad (22)$$

Elementi di collegamento

Al fine di assicurare la trasmissione del moto tra i diversi elementi del sistema sono stati previsti collegamenti di tipo forzato tra alberi e ruote dentate, di forma tra gli elementi che compongono l'albero verticale.

Collegamenti per interferenza

Sono stati previsti forzamenti conici per imbocco inferiore e superiore.

Il dimensionamento di questo si riconduce ad un forzamento cilindrico con diametro di forzamento pari al diametro medio D_F . Determinata l'entità dell'interferenza richiesta si calcola lo spostamento assiale necessario a generare tale forzamento.

La conicità 1:30 è quella consigliata dalle normative per il sistema di forzamento ad olio.

Dalla seguente relazione si calcola la pressione di forzamento [7]:

$$T = D_F^2 L_f \mu_{ru} \frac{p_f}{S_r} \quad (23)$$

In cui T è il momento torcente da trasmettere, L_f è la lunghezza del tratto conico, μ_{ru} è il coefficiente d'attrito, p_f la pressione di forzamento S_r è un coefficiente di sovraccarico contro lo slittamento.

Esplicitando l'equazione 23 rispetto a p_f è possibile ricavare l'interferenza elastica P come segue:

$$P = \frac{p_F D_F}{E} \left(\frac{1 + Q_a^2}{1 - Q_a^2} + \frac{1 + Q_i^2}{1 - Q_i^2} \right) \quad (24)$$

In cui E è il modulo di elasticità dell'acciaio, Q_a è il rapporto tra il diametro interno ed esterno del mozzo, Q_i è il rapporto tra il diametro interno ed il diametro esterno dell'albero.

L'interferenza dopo il montaggio tiene conto del parametro di lisciatura G :

$$G = 0.8(R_{za} + R_{zi}) \quad (25)$$

In cui $R_{za,i}$ [mm] sono le rugosità apparenti della porzione di albero e della sede destinata al forzamento.

Per il fattore di lisciatura è stato considerato il valore 0,005 mm. Il coefficiente di attrito considerato è 0,14, corrispondente al contatto acciaio-acciaio nel caso di forzamento ad olio secondo quanto riportato nel manuale SKF [5]

Al fine di creare un accoppiamento stabile con la pressione superficiale p_F il tratto di calettamento e si ricava come segue:

$$e = \frac{P + G}{2 \tan(\alpha/2)} \quad (26)$$

Questo tratto di calettamento, relativo alla posizione di combaciamento deve essere controllato con una misura, o con un anello di battuta aggiustato.

In questo modo si possono trascurare le tolleranze geometriche sui tratti conici [7].

Al fine di consentire un agevole montaggio è stato selezionato un sistema di montaggio ad olio di tipo SKF.

Tale sistema prevede la realizzazione all'interno della cava nel mozzo di uno scavo elicoidale di adduzione olio che consente, tramite il pompaggio di olio in pressione, di diminuire il coefficiente di attrito in fase di montaggio e smontaggio di un ordine di grandezza.

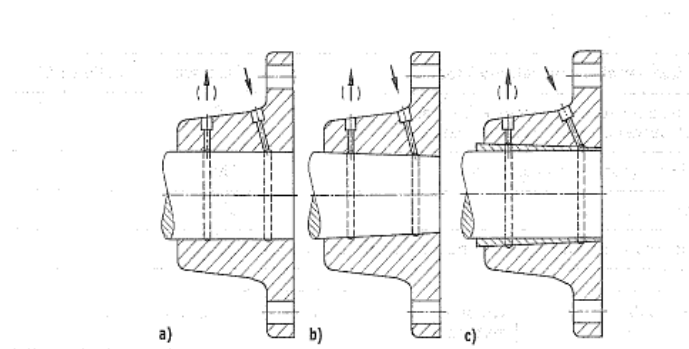


Figura 8: Schema per il sistema di forzamento SKF

Collegamenti di forma

Per effettuare il collegamento tra manicotti ed alberi scanalati sono disponibili diversi tipi di profilo scanalato:

1. Tipo "splined" con profilo ad evolvente ribassato con angolo di pressione 30° ed altezza del dente ribassata pari al modulo secondo la norma DIN 5480[8].
2. Tipo a fianchi piani secondo le norme DIN ISO 14-15 [9] e DIN5464-5471-5472 [10].

Per i collegamenti scanalati sono state verificate le seguenti possibilità di cedimento:

a) rottura dell'albero

dovuta alle sollecitazioni agenti sull'albero ed alla concentrazione di tensioni sul fondo del dente.

b) Rottura del mozzo

Ci si limita a prescrivere uno spessore sufficiente [11].

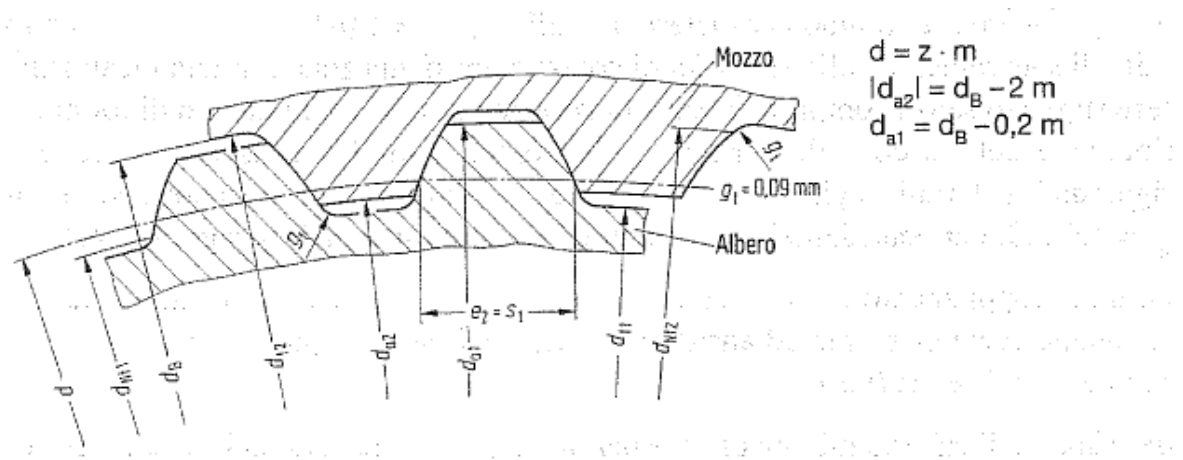
c) Tranciatura dei denti.

d) Pressione sui fianchi.

La verifica della pressione sui fianchi è l'elemento più critico nella sollecitazione degli alberi scanalati [11]:

$$p = \frac{T \cos(\alpha_w) k_{\varphi\beta} k_l}{r_w h_w} \quad (27)$$

In cui p è la pressione sui fianchi r_w è il raggio di base, α_w è l'angolo di pressione 30° per gli alberi scanalati, $h_w = (d_{a1} - d_{a2})/2$, $k_{\varphi\beta}$ è il fattore di frazionamento dipendente dalla precisione del collegamento e dall'usura sui fianchi, k_l è il fattore di distribuzione che dipende dalla lunghezza del dente e dalla distribuzione del carico su questo [11].



**Figura 9: profilo dei denti di albero scanalato
secondo DIN 5480**

Elementi di Tenuta

In tutte le applicazioni in cui sono installati dei

cuscinetti, deve essere prevista una soluzione di tenuta idonea, in modo da garantire un funzionamento affidabile e la massima durata operativa.

Le funzioni richieste ad un sistema di tenuta sono le seguenti:

- Ritenere il lubrificante.
- Separare i due mezzi fluidi differenti.
- Realizzare la funzione di tenuta sottopressione.
- Impedire l'ingresso di agenti contaminanti e dell'umidità.

Le tenute si distinguono in base alla tipologia di utilizzo:

- Tenute che lavorano in condizioni di carico statico (O-Ring).
- Tenute che lavorano in condizioni di carico dinamico (tenute Radiali).

Quest'ultime possono essere installate singolarmente o in configurazione multipla, quando si voglia avere garanzia assoluta di tenuta del fluido. Le tenute multiple sono costituite da tenute semplici, l'una a valle dell'altra, che creano così una camera intermedia, la quale contiene solitamente un liquido inerte, detto fluido di barriera.

Se questo liquido viene mantenuto a pressione atmosferica, si parla di tenuta tandem; se è mantenuto a pressione più alta di quella esistente nel processo, di tenuta doppia [5].

Ai fini del completamento del progetto sono stati scelti in base all'esigenze costruttive sia tenute di tipo statico che dinamico.

Per gli elementi da isolare con l'esterno per i quali non è previsto moto relativo (supporti e telaio), sono state previste guarnizioni di tipo O-Ring che in particolari condizioni svolgono anche la funzione di centraggio tra i due elementi.

Gli O-Ring, le loro cave e le relative lavorazioni superficiali da effettuare sui pezzi sono stati selezionati tramite la normativa DIN 3771/1 [12].

Per quanto riguarda le tenute dinamiche sono state scelte tenute radiali a doppio labbro in configurazione multipla. Nella camera intermedia, è previsto olio ad una pressione controllata in modo da raffreddare le tenute, rimuovere sia il calore di attrito, sia il calore trasmesso per conduzione dal fluido.

La forma delle tenute ed il materiale sono state selezionate in funzione delle caratteristiche meccaniche

adeguate alle condizioni di carico, velocità di strisciamento liquidi da separare (acqua di mare/olio), pressione interna ed esterna.

Le dimensioni delle tenute sono state invece scelte in funzione degli spazi in cui vanno installati.

Dimensionamento del sistema di lubrificazione

Il dimensionamento del circuito di lubrificazione è funzione delle portate d'olio necessarie per i vari componenti.

Tali portate sono state determinate mediante bilancio termico, ovvero calcolando la quantità d'olio necessaria ad asportare il calore prodotto.

Valutazione della potenza termica e della portata da smaltire

Per la determinazione della potenza da smaltire si è fatto riferimento alla seguente formulazione [7]:

$$P_{loss} = P_z + P_b \quad (28)$$

In cui P_z sono le perdite sui denti (attrito e ventilazione), e P_b le perdite sui cuscinetti.

Le perdite sulle ruote dentate sono state calcolate secondo la formulazione:

$$P_z = P_a \mu_m H_v \quad (29)$$

In cui P_a , μ_m , H_v , sono rispettivamente la potenza di comando, il coefficiente di attrito medio sui denti, il grado di perdita sui denti [7].

La potenza dissipata sui cuscinetti è stata calcolata tramite la seguente formulazione [5] a partire dal momento di attrito:

$$M = M_{rr} + M_{sl} + M_{drag} \quad (30)$$

In cui M_{rr} è la componente di attrito per rotolamento, M_{sl} la componente di strisciamento, M_{seal} la componente dissipata dalle tenute, M_{drag} la componente di trascinamento.

La potenza dissipata dal singolo cuscinetto è stata calcolata come segue:

$$P_b = \frac{M 2 \pi n}{60} \quad (31)$$

In cui n è la velocità di rotazione.

Per i calcoli è stato considerato un olio di tipo ISO VG 100 ed un livello di riempimento della coppa dell'olio pari a metà circa della stessa.

Sono stati ottenuti i seguenti valori di potenza dissipata:

Elemento	Potenza dissipata [kW]
Imbocco dentato inferiore (x 2)	2.403
Cuscinetto 1	0.675
Cuscinetto 2	0.065
Cuscinetto 3	2.326
Cuscinetto 4	8.775
Cuscinetto 5	10.827
Cuscinetto 6	2.348
Cuscinetto 7	0
Cuscinetto 8	0.178
TOTALE	24.118

**Tabella 4: Potenze dissipate nel riduttore inferiore
(cuscinetti numerati da sx a dx)**

La portata è stata ricavata tramite la seguente formulazione per l'asportazione di calore tramite olio, in maniera conservativa è stata trascurata la quantità di calore smaltita dalla carcassa:

$$Q = \frac{P}{c_p \Delta \theta} \quad (32)$$

In cui Q è la portata richiesta, c il calore specifico, $\Delta \theta$ il salto termico tra entrata e uscita [7].

Nei grandi riduttori per applicazioni navali è suggerito un valore di $\Delta \theta = 10$ °C e una temperatura dell'olio compresa tra 45 e 50 °C.

Per l'olio selezionato e nelle condizioni sopra indicate è stata ottenuta una portata $Q = 86$ l/min.

Dimensionamento delle tubazioni e scelta della pompa

Il calcolo della potenza in kW richiesto alla pompa è pari a:

$$P = \rho g Q \Delta H \quad (33)$$

Dove ρ, g, Q sono noti, ΔH è la prevalenza della pompa ricavata tramite il teorema di Bernoulli come differenza tra i carichi a valle H_v e a monte H_m della pompa:

$$\Delta H = H_v - H_m \quad (34)$$

Ricordando che :

$$H = z + \frac{P}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} + \Delta H_{\text{continue}} + \Delta H_{\text{localizzate}} \quad (35)$$

In cui z è la quota geodetica, P la pressione, V la velocità del fluido.

Le perdite continue sono state valutate secondo la seguente formulazione:

$$\Delta H_{\text{continue}} = \sum_i^n J_i L_i \quad (36)$$

In cui J_i è la cadente piezometrica valutata tramite la formula di Darcy-Weisback:

$$J = \frac{\lambda V^2}{d 2g} \quad (37)$$

Con λ resistenza ridotta del tratto di condotta, funzione della scabrezza della tubazione del tipo moto all'interno della condotta (laminare, di transizione o turbolento) e del diametro della stessa.

Le perdite di carico localizzate sono legate sia alle variazioni di dimensioni della condotta (imbocco, gomiti, curve, diramazioni), sia ai componenti del circuito di lubrificazione scelti a catalogo (filtri, pressostati, valvole, scambiatore) per questi ultimi sono stati utilizzati i valori di perdite di carico consigliati dai produttori stessi.

Le equazioni precedentemente indicate (eq. 33÷37) sono state utilizzate per il calcolo del diametro e la selezione a catalogo della pompa e della componentistica dell'impianto.

Capitolo 6 Metodo di estrapolazione vasca-nave e confronto tra HF01 e HF02.

La tecnica di estrapolazione tra modello e nave al vero fa riferimento al modello proposto da Burkhard Muller-Graf.

I risultati delle prove in vasca non posso essere riportate al vero tramite il metodo di Froude. A causa del basso numero di Reynolds che caratterizza i profili alari e i montanti delle ali, la determinazione del coefficiente di attrito C_F risulta di difficile determinazione.

La resistenza residua per la fase di Hullborne può essere calcolata come segue:

$$C_r = C_t - C_{f,M}$$

Con C_{fM} il coefficiente di attrito della carena modello.

Per quanto riguarda la fase di Foilborne la formulazione per il trasferimento dalla resistenza modello alla nave al vero può essere effettuata tramite la seguente relazione:

$$R_{tship} = E_{model} * \Delta_{ship} * (1 + k)$$

Con:

R_{tship} : resistenza totale dell'aliscafo

E_{model} : rapporto resistenza/dislocamento del modello

Δ_{ship} : dislocamento dell'aliscafo al vero

K : fattore di correzione basato su prove al vero.

Per gli aliscafi con sistema alare Schertel-Sachsenberg possono essere usati i seguenti valori di correzione:

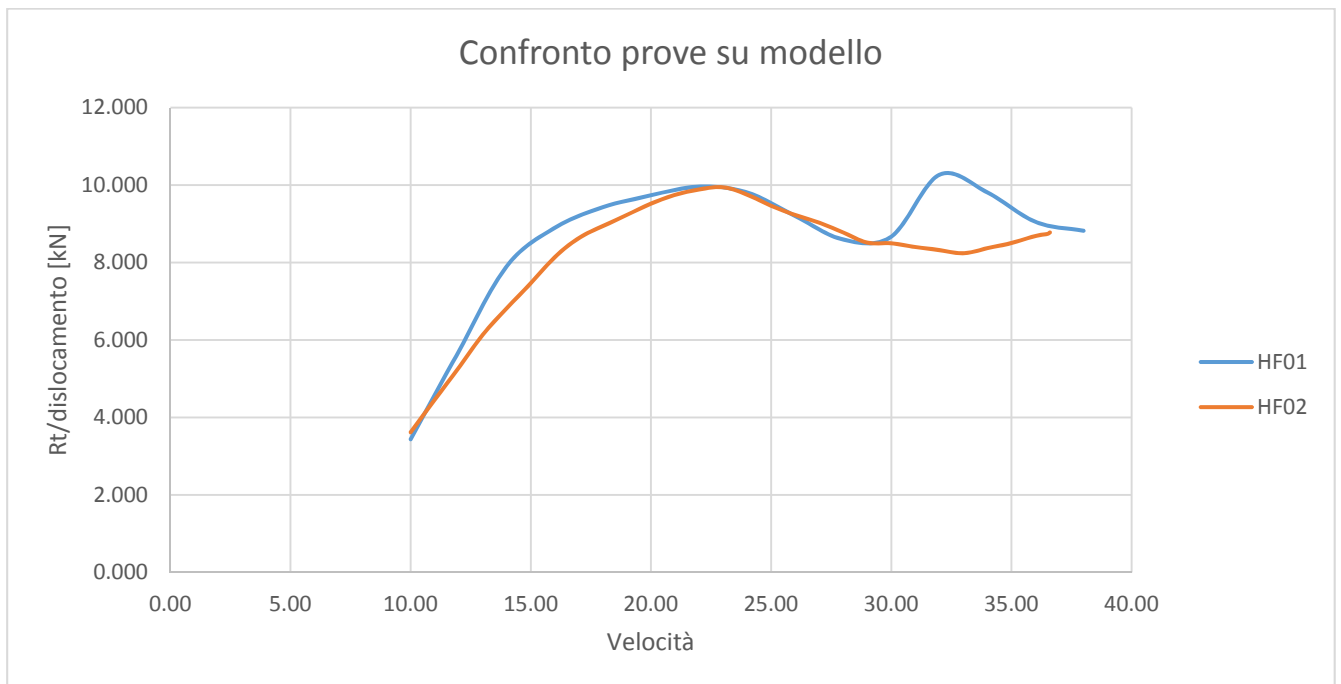
$K=0.1$ in corrispondenza della gobba di resistenza

$K=0.2$ per la velocità massima.

La potenza effettiva viene infine calcolata con la seguente formulazione:

$$Pe = R_{tship} * V_{ship}$$

Il grafico a seguire mostra le due curve di resistenza al vero per l'aliscafo HF01 e HF02:



Si nota che l'assenza dell'influenza della linea d'asse e l'ottimizzazione della carena e del sistema alare, hanno permesso una netta riduzione della resistenza al moto se confrontate le due curve di resistenza adimensionalizzate

rispetto al dislocamento.

Capitolo 7 Applicazioni della fluidodinamica computazionale e metodi empirici.

La fluidodinamica computazionale (CFD), nell'ultimo decennio ha avuto notevoli sviluppi in termini di affidabilità e accuratezza dei risultati; le diverse software-house hanno ridotto in maniera considerevole le barriere all'ingresso in termini di "semplicità d'uso".

Questo ultimo aspetto ha conferito a questo tipo di tecnologia un largo impiego presso gli uffici di progettazione, non limitandosi esclusivamente ai centri di ricerca altamente specializzati.

E' bene evidenziare che nonostante il CFD oggi permetta un'ottima analisi del comportamento del flusso risulta una scelta tecnicamente azzardata sostituirlo del tutto alle prove tradizionali effettuate presso i laboratori per gli studi ed esperienze di architettura navale.

La previsione della resistenza al moto tramite la fluidodinamica computazionale ad oggi va utilizzata esclusivamente come elemento preliminare nel processo di ottimizzazione del progetto.

Una delle principali limitazioni nell'utilizzo di questa tecnica, risiede negli elevati tempi di calcolo.

Nel progetto idrodinamico dell'aliscafo, a differenza dei mezzi navali convenzionali, gran parte degli sforzi confluiscono nella definizione del sistema alare e la sua influenza con lo scafo.

Il processo è iterativo, quindi è necessario disporre di tecniche di rapida soluzione al fine di ottenere in prima approssimazione, in tempi compatibili con le necessità progettuali, una configurazione accettabile in termini di profilo di volo e parametri geometrici primari del sistema alare e dello scafo.

E' fondamentale disporre di tecniche empirico-analitiche che permettano di mettere in pratica quanto esposto, prima dell'utilizzo di tecniche computazionali più raffinate.

Il metodo di seguito riportato risulta un'estensione della classica teoria della statica della nave applicata al campo degli aliscafi (Castagneto 1970) e del metodo di previsione della potenza degli aliscafi di Latorre.

Le questioni che riguardano la galleggiabilità, l'assetto, la stabilità dei galleggianti, ed i problemi che vanno sotto il nome di "Statica della Nave" vengono definiti, per le navi comuni, nelle condizioni di riposo, in liquido perfetto, e si ammette poi che le conseguenti deduzioni

siano anche valide per nave in rotta di avanzamento rettilineo uniforme.

Gli aliscafi in condizione di normale navigazione mantengono immerse esclusivamente le ali, la cui azione idrodinamica con la sua componente verticale deve essere uguale ed opposta al peso della nave. La sua componente orizzontale è quella che genera invece la resistenza la moto.

Il sistema alare degli aliscafi possono essere divisi in tre categorie:

- I. Sistema a due ali affioranti.
- II. Sistema ibrido ad un'ala affiorante e una immersa.
- III. Sistema ad ali immerse.

Il primo sistema è caratterizzato da ali a V affioranti in superficie caratterizzato da una adeguata riserva di spinta ed auto-stabilizzante in condizioni di mare avverse.

Negli aliscafi del secondo tipo l'ala posteriore è completamente immersa, possibilmente caratterizzata con certo angolo di diedro in maniera tale da avere una certa stabilità intrinseca dovuta alla sua forma.

La soluzione ad ali completamente immerse rappresenta senza

dubbio la soluzione più efficiente come sistema alare adottabile per gli aliscafi, il problema principale risiede nel complesso sistema di controllo della stabilizzazione che un sistema del genere chiede.

A seguire si riporta la descrizione del metodo preliminare di calcolo adoperato.

L'analisi dell'equilibrio in volo degli aliscafi è un'estensione della soluzione delle tre equazioni cardinali della statica (eq1).

$$\sum F_x = 0$$

$$\sum F_z = 0$$

$$\sum M_y = 0$$

Eq.1

Le formulazioni delle tre equazioni vengono trattate in modo lineare e vengono risolte solo nel piano verticale XZ (fig1). Ogni componente viene formulata in funzione delle tre variabili incognite: l'angolo di assetto, immersione o quota di volo e infine spinta generata dal propulsore.

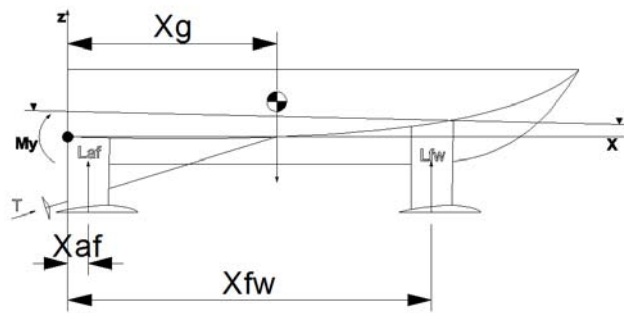


Figura 10

Le formulazioni delle forze agenti sono assoggettate a correzioni di natura empirica su base sperimentale.

Le equazioni di equilibrio vengono risolte iterativamente fino al raggiungimento della condizione di equilibrio.

La soluzione al problema viene semplificata non introducendo nella computazione gli effetti di interferenza tra lo scafo e il sistema alare durante la fase di decollo (take-off) e i fenomeni di interferenza tra le ali. Un'ulteriore semplificazione può essere fatta considerando la forza di spinta generata del propulsore passante per il baricentro, in modo da escludere il contributo di quest'ultimo nell'equazione del momento. Dando sempre per soddisfatta l'equazione di equilibrio delle forze lungo l'asse X (resistenza=spinta del propulsore) , si può escludere la componente di resistenza dalla computazione per poi essere trattata in seguito. In

questa condizione l'analisi volge alla soluzione di un equilibrio statico ovvero, data una velocità, in che posizione rispetto al piano di galleggiamento si pone l'aliscafo.

L'aliscafo, in funzione della sua velocità, può trovarsi in due condizioni operative, la prima è quella in cui la carena è totalmente fuori d'acqua, e la seconda condizione è quella in cui la carena si trova ancora immersa.

La computazione della seconda condizione risulta essere la più complessa a causa della presenza della carena immersa o parzialmente immersa.

Il codice implementato è suddiviso in quattro blocchi di calcolo:

Lettura della geometria

Soluzione del problema idionimico

Ricerca della condizione di equilibrio

Interrogazione dei carichi localizzati.

Presentazione dei risultati.

I. Lettura della geometria

I parametri che rientrano in questo settore sono i seguenti:

- V =velocità di avanzo [nodi].
- D =dislocamento [t].
- L_{bf} =distanza tra le ali [m].
- X_g = posizione lungo l'asse x del baricentro [m]
- X_{af} =posizione dell'ala di poppa rispetto l'origine [m].
- X_{fw} =posizione dell'ala di prua rispetto l'origine [m].

Oltre a questi dati vengono inseriti nella computazione le caratteristiche idrostatiche della carena e le caratteristiche geometriche delle ali che caratterizzano l'aliscafo.

Le ali vengono importate nel programma come un file di punti nello spazio (figura 2) dove per ogni punto vengono riportati le caratteristiche dei profili alari associati al punto quali:

- Lunghezza di corda [m]
- Rapporto spessore corda t/c .
- Rapporto inarcamento corda f/c
- Tipo di distribuzione di spessore
- Tipo di linea mediana.
- Angolo di incidenza α_c

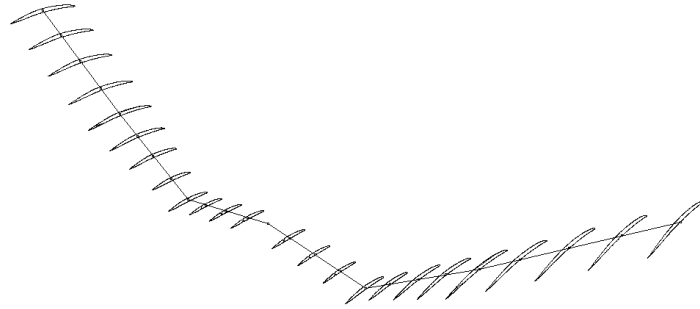


Figura 11 Discretizzazione dell'ala prodiera di un aliscafo

I tipo di profilo implementato è il NACA 16 , mentre come linea mediana la $a=1$, $a=0.8$ e 65 .

Per α viene inteso come angolo di incidenza di costruzione del profilo alare.

II. Soluzione del problema idrodinamico

Il profilo alare considerato caratterizzato da una corda c , spessore massimo t e curvato secondo una linea mediana scelta con freccia massima f , ed inclinato di un angolo di incidenza α rispetto alla direzione del moto, avanzando in moto rettilineo con velocità v genera una portanza L che vale per unità di lunghezza:

$$L = 0.5 * \rho * c * v^2 * C_L(\infty, \infty)$$

$C_L(\infty, \infty)$, sta ad indicare il coefficiente di portanza considerando il profilo ad allungamento infinito e profondamente immerso, valore dettato esclusivamente dalle

caratteristiche geometriche del profilo che secondo E. Castagneto (1970), può essere espresso nel seguente modo:

$$C_L(\infty, \infty) = k_f * \frac{f}{c} * \left(1 + k_t * \frac{t}{c}\right) + k_\alpha * \alpha$$

I coefficienti k dipendono rispettivamente dal tipo di linea mediana, tipo di profilo e incidenza. Il valore k_α in fluido perfetto viene considerato pari a 2π , nelle applicazioni concrete può essere considerato pari a 0.1 con α espresso in gradi.

In fluido reale, per valori di Reynolds superiori a $5E+5$, il coefficiente k_f può essere considerato nel seguente modo:

Linea mediana	k_f
a=1	14.5
a=0.8	11.5
NACA 65	9.4

Il valore di k_t invece è stato considerato pari a 0.77.

Al coefficiente di portanza vanno effettuate due correzioni, una per l'effetto dell'allungamento finito dell'ala e l'altro per gli effetti legati alla profondità finita dove si trova ad operare il profilo alare.

Indicando con s l'apertura alare e A l'area immersa, il rapporto di allungamento può essere espresso come:

$$\lambda = \frac{s^2}{A}$$

Quindi indicando con K_λ il coefficiente di correzione per allungamento finito, il coefficiente di portanza può essere nuovamente espresso come:

$$C_L(\lambda, \infty) = C_L(\infty, \infty) * K_\lambda$$

Il seguente fattore di correzione dipende fortemente dalla forma che assume la pianta dell'ala e dall'eventuale intersezione con la superficie libera, per l'andamento del fattore K_λ verrà utilizzato nelle fasi iniziali e nel campo di allungamento di interesse la seguente relazione.

$$K_\lambda = 1 - 0.85 * \lambda^{-2/3}$$

Per un aliscafo ad ali secanti, ovvero con l'ala che taglia la superficie libera del mare si può considerare l'affioramento come un effetto di estremità.

I profili alari degli aliscafi operano a profondità finita, in questa condizione vengono a crearsi due fenomeni che portano ad una ulteriore riduzione del coefficiente di portanza, la prima dovuta ad un alzamento della pressione sul dorso causata dal ridotto battente h e l'altra competente causata dalla curvatura della superficie libera

che comporta una virtuale riduzione della freccia del profilo alare influenzando il coefficiente di portanza. Quest'ultimo aspetto si verifica per numeri di Froude relativi all'immersione maggiori di uno.

$$F_h = \frac{v}{\sqrt{g * h}} > 1$$

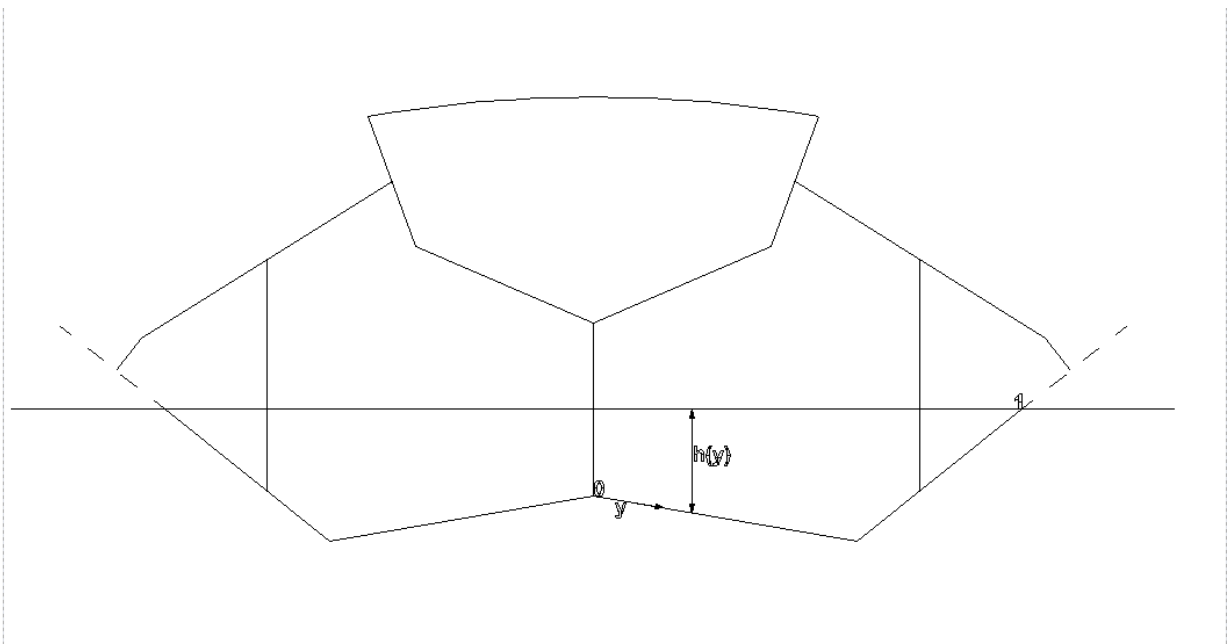
Quindi per composizione degli effetti si ottiene il coefficiente di portanza corretto per immersione e profondità finita.

$$C_L(\lambda, h) = C_L(\infty, \infty) * K_\lambda * K_h$$

con:

$$K_h = 0.83 * h^{1/5}$$

Facendo riferimento alla configurazione ad ala secante riportata in figura, eliminando dalla computazione le zone emerse, il coefficiente di portanza può essere calcolato nel seguente modo:



$$C_L(\infty, h) = \int_0^1 C_{L(\infty\infty)}(y) \cdot K_h(y) \cdot \cos \beta(y) \cdot dy$$

$$L = 0.5 \cdot \rho \cdot V^2 \cdot A \cdot K_\lambda \cdot C_L(\infty, h)$$

III. Ricerca della condizione di equilibrio.

La posizione dei equilibrio, per una velocità di avanzo costante, viene ricavata iterativamente facendo variare contemporaneamente i valori di assetto e quota di volo. Le equazioni che definiscono la soluzione del problema sono le seguenti:

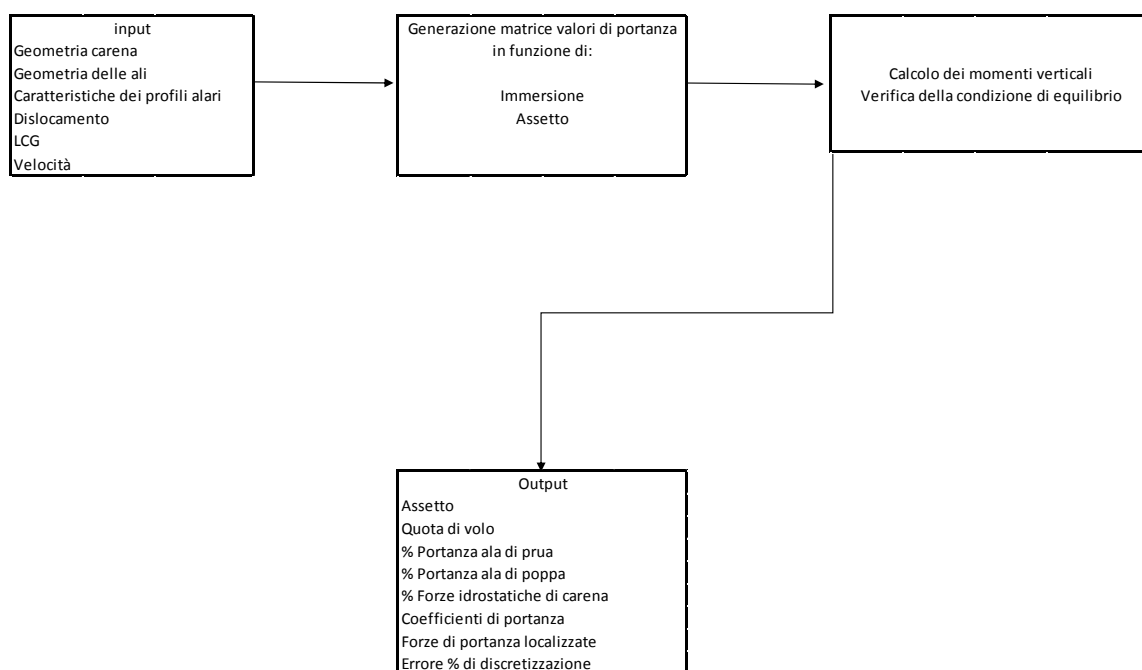
$$\sum F_z = L_{FF} + L_{AF} + \nabla \cdot \rho - W = 0$$

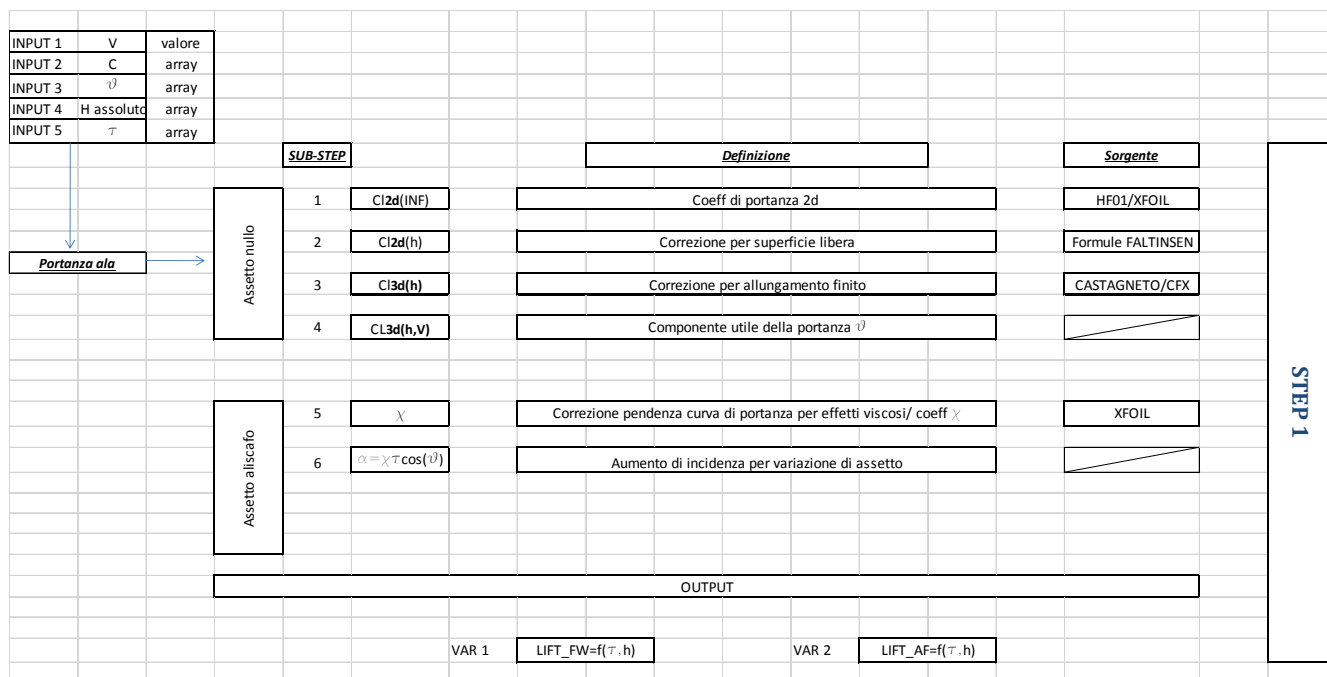
$$\sum M_y = L_{FF} \cdot X_{fw} + L_{AF} \cdot X_{af} + \nabla \cdot \rho \cdot LCB - W \cdot LCG = 0$$

Per un aliscafo completamente in volo il contributo dettato dalla spinta idrostatica della carena è nullo.

Durante il regime transitorio, invece, l'aliscafo viene parzialmente supportato oltre che dalla spinta di portanza delle ali anche dallo scafo.

Di seguito viene riportato lo schema a blocchi sul principio di funzionamento del software HYDROLIFT (HYL) compilato in ambiente MATLAB:

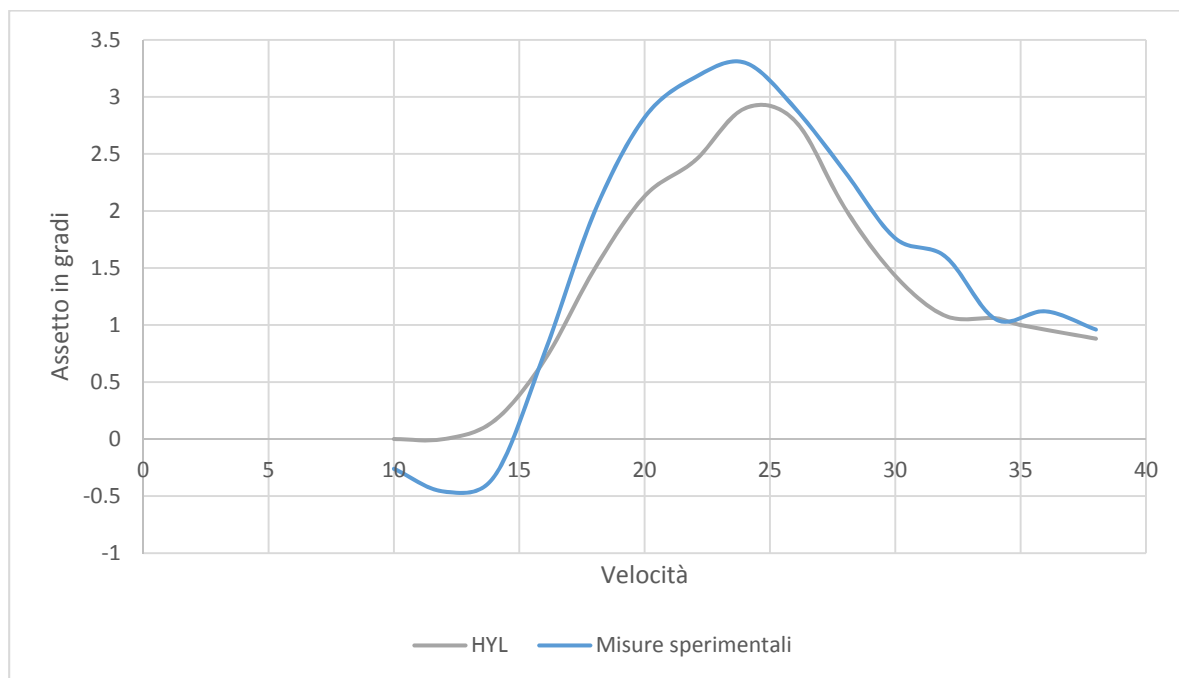


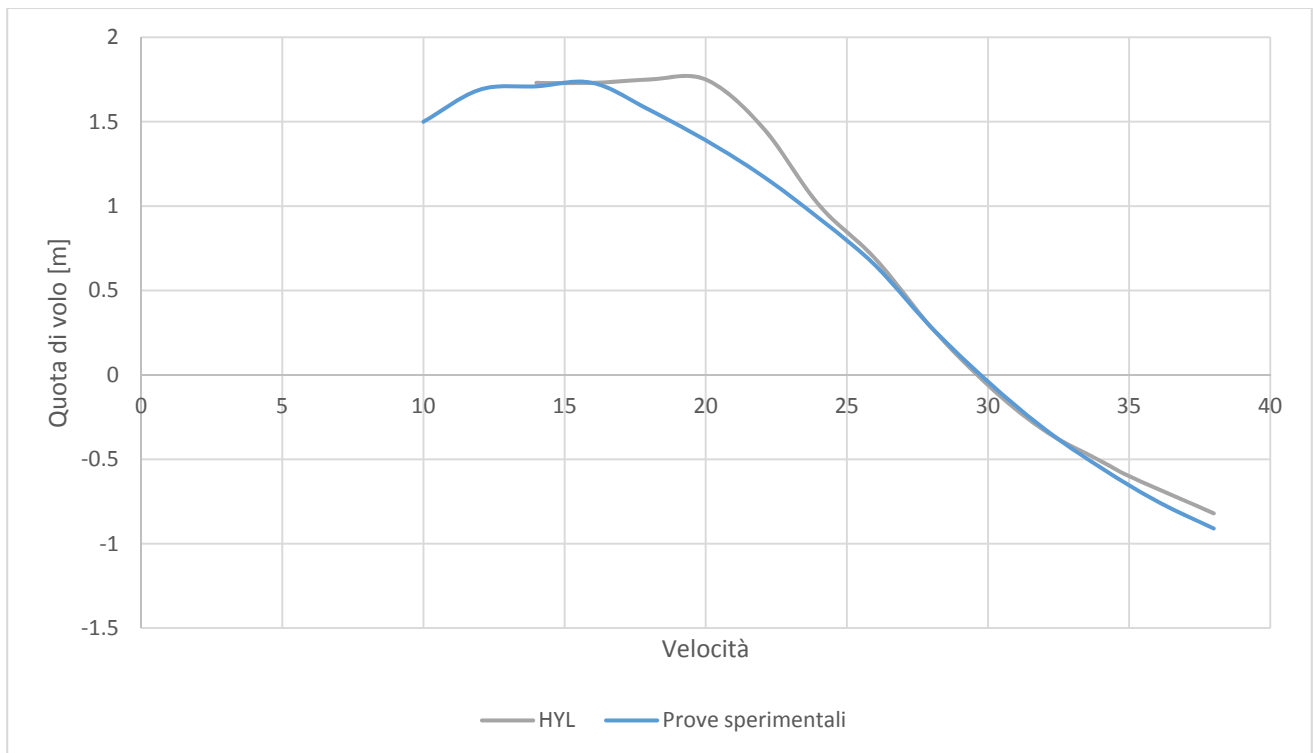


A seguire si riportano i valori in output generati dal programma HYL per l'aliscafo HF01:

Ricavato dalle prove in vasca aliscafo HF01		
V	Assetto [deg]	Quota di volo [m]
10	-0.26	1.5
12	-0.46	1.69
14	-0.33	1.71
16	0.75	1.73
18	1.99	1.57
20	2.82	1.39
22	3.17	1.18
24	3.3	0.93
26	2.9	0.65
28	2.34	0.28
30	1.76	-0.04
32	1.6	-0.32
34	1.05	-0.55
36	1.12	-0.75
38	0.96	-0.91

Valori HYL		
V	TAO [deg]	H [m]
10	0	1.5
12	0	1.51
14	0.16	1.45
16	0.69	1.43
18	1.49	1.41
20	2.13	1.36
22	2.44	1.21
24	2.9	1.1
26	2.79	0.69
28	2.02	0.28
30	1.43	-0.06
32	1.08	-0.33
34	1.06	-0.51
35	1.00	-0.6
38	0.88	-0.82





Gli scarti tra le prove sperimentali e i risultati forniti dal programma sono imputabili alle seguenti semplificazioni:

- Trascurato effetto dinamico generato dalla carena.
- Trascurati fenomeni interferenza tra le due ali.
- Trascurati effetti non lineari del flusso.

Completata la parte preliminare di controllo della portanza della ali si può passare all'utilizzo di codici di calcolo più elaborati al fine di ottenere maggiori informazioni sulla resistenza, e sugli effetti dinamici e

idrodinamici.

La parte a seguire tratta l'analisi tramite fluidodinamica computazionale dell'aliscafo HF02, mesh e settaggi del solutore verranno discussi, verranno riportati anche i risultati e confrontati con le prove sperimentali.

La fluidodinamica computazionale è quella scienza che permette di studiare il comportamento dei fluidi.

Le equazioni che entrano in gioco riguardano il principio di conservazione della massa, del momento, dell'energia etc..

I software CFD sono basati sul metodo dei volumi finiti, il dominio di analisi viene discretizzato in un insieme di volumi di controllo.

Le equazioni del momento, energia, momento etc. vengono risolte per ciascun di questi elementi che compongono il dominio discretizzato.

Le equazioni differenziali vengono discretizzate in un sistema di equazioni algebriche che a sua volta vengono computate numericamente dal solutore.

La maggior parte dei flussi fluidi di interesse ingegneristico sono di tipo turbolento. La simulazione di questo tipo di flusso richiede la conoscenza di alcuni concetti base relativi alla teoria dei modelli di turbolenza. Per effettuare la scelta dei diversi modelli ad oggi impiegati bisogna analizzare i limiti di ciascun modello, il campo di applicazione e se questi sono in grado di descrivere il fenomeno da noi analizzato.

Il flusso può essere di tipo:

- Laminare, bassi numeri di Reynolds
- Transitorio, numeri di Reynolds crescenti.
- Turbolento, alti numeri di Reynolds.

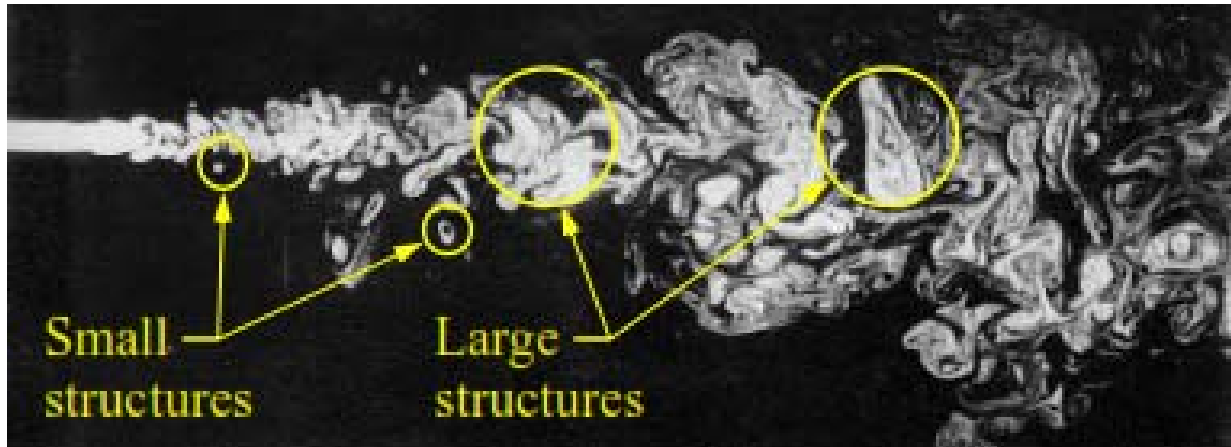
Il numero di Reynolds è il criterio che ci permette di determinare lo stato di un flusso.

La transizione di un flusso allo stato turbolento dipende dal tipo di flusso in via generale può essere definita come segue:

- Flussi esterni:
 - o Su una superficie $Re > 500000$
 - o Attorno ad un ostacolo $Re > 20000$

- Per flussi interni $Re > 2300$

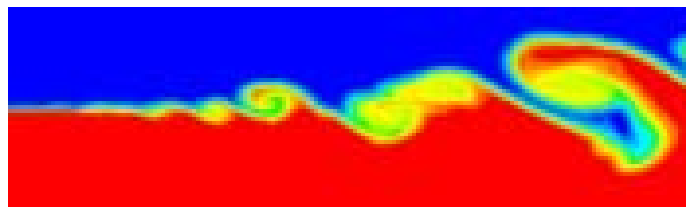
Un flusso turbolento contiene un ampio range di vortici al suo interno.



Esistono differenti approcci che permettono ad un flusso turbolento di essere numericamente trattabile:

➤ DNS- Direct Numerical Simulation

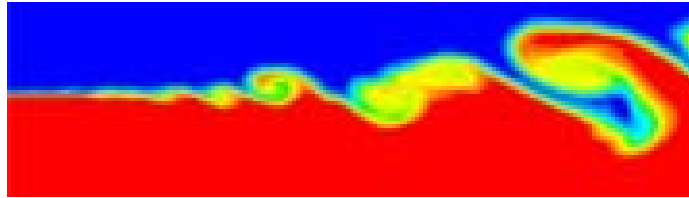
Questo metodo svolge numericamente le equazioni non stazionarie di Navier-Stokes, la tecnica è molto costosa dal punto di vista computazionale e non risulta praticabile per gli scopi industriali.



➤ LES- Large Eddy Simulation

Risolve in maniera parziale le equazioni di Navier-

Stokes, vortici di larga scala rispetto alla MESH vengono computati, questa tecnica è meno costosa della DNS ma richiede ugualmente uno sforzo computazionale elevato



➤ RANS-Reynolds Averaged Navier-Stokes Simulations

In questa tecnica le equazioni di Navier-Stokes non risultano più istantanee, ma mediate in un certo periodo di tempo, sufficientemente piccolo rispetto ai fenomeni che si vogliono analizzare.

Questo approccio risulta quello largamente impiegato per gli scopi industriali. Vari modelli di turbolenza sono disponibili per questo tipo di metodo.

Per la gran parte delle applicazioni ingegneristiche è non necessaria la conoscenza dettagliata delle fluttuazioni turbolente.

I modelli di turbolenza (RANS) largamente impiegati vengono riportati a seguire:

- Zero-Equation.
- Standard $k-\epsilon$.

- RNG $k-\varepsilon$.
- Standard $k-\omega$.
- Baseline (BSL) zonal $k-\omega$ based model.
- SST zonal $k-\omega$ model.
- $(k-\varepsilon)_{1E}$.

Un pragmatico compromesso tra i vari modelli di turbolenza viene trovato nel modello $k-\omega$, questo perché questo tipo di modello descrive meglio lo strato limite rispetto al modello $k-\varepsilon$.

Il modello SST è invece un ibrido che combina i vantaggi del modello $k-\varepsilon$ (di rapida soluzione) e il modello $k-\omega$ che descrive meglio il flusso in corrispondenza delle pareti del dominio.

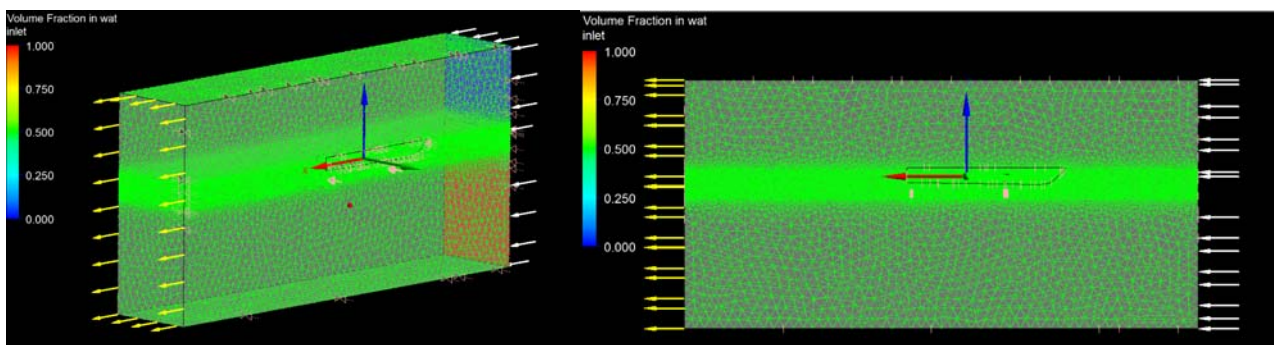
La tabella a seguire riporta brevemente una descrizione dei modelli di turbolenza maggiormente impiegati.

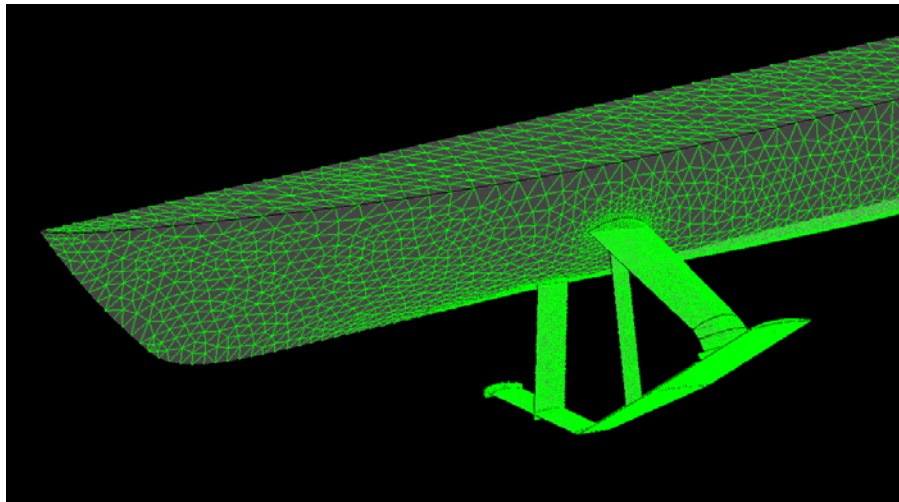
Modello	Comportamento e utilizzo
k- ϵ	Metodo robusto e di rapida soluzione. Largamente impiegato nonostante le sue limitazioni nella descrizione di flussi complessi caratterizzati da elevati gradienti di pressione, separazione e forte distorsione delle linee di flusso. Viene impiegato per analisi comparative e studi parametrici. I coefficienti sono derivati empiricamente, è un modello valido solo per flussi pienamente turbolenti
RNG k- ϵ	Adoperabile per flussi con vortici moderati e flussi localmente transitori come separazione dello strato limite e analisi riguardante problemi di ventilazione nei locali. E' una variante del k- ϵ le equazioni e i coefficienti sono derivati analiticamente, può essere utilizzato anche per bassi numeri di Re.
k- ω	Ottime performance in prossimità delle condizioni al contorno e bassi numeri di Re, adoperabile strati limite complessi caratterizzati da moderati gradienti di pressione e separazione. Utilizzabile anche per analisi di flussi transitori. Adoperabile a diversi numeri di Re anche nel campo transitorio
SST	Offre benefici similari al k- ω . È un metodo ibrido utilizza il modello k- ϵ al di fuori dei bordi del dominio.
RMS	Utilizzato per lo studio di flussi 3D complessi con forte distorsione delle linee di flusso elevata vorticità. I tempi computazionali sono molto elevati.

L'analisi CFD dell' HF02 è stata effettuata rispettivamente per le velocità di 15, 20, 22, 25, 30 e 35 nodi.

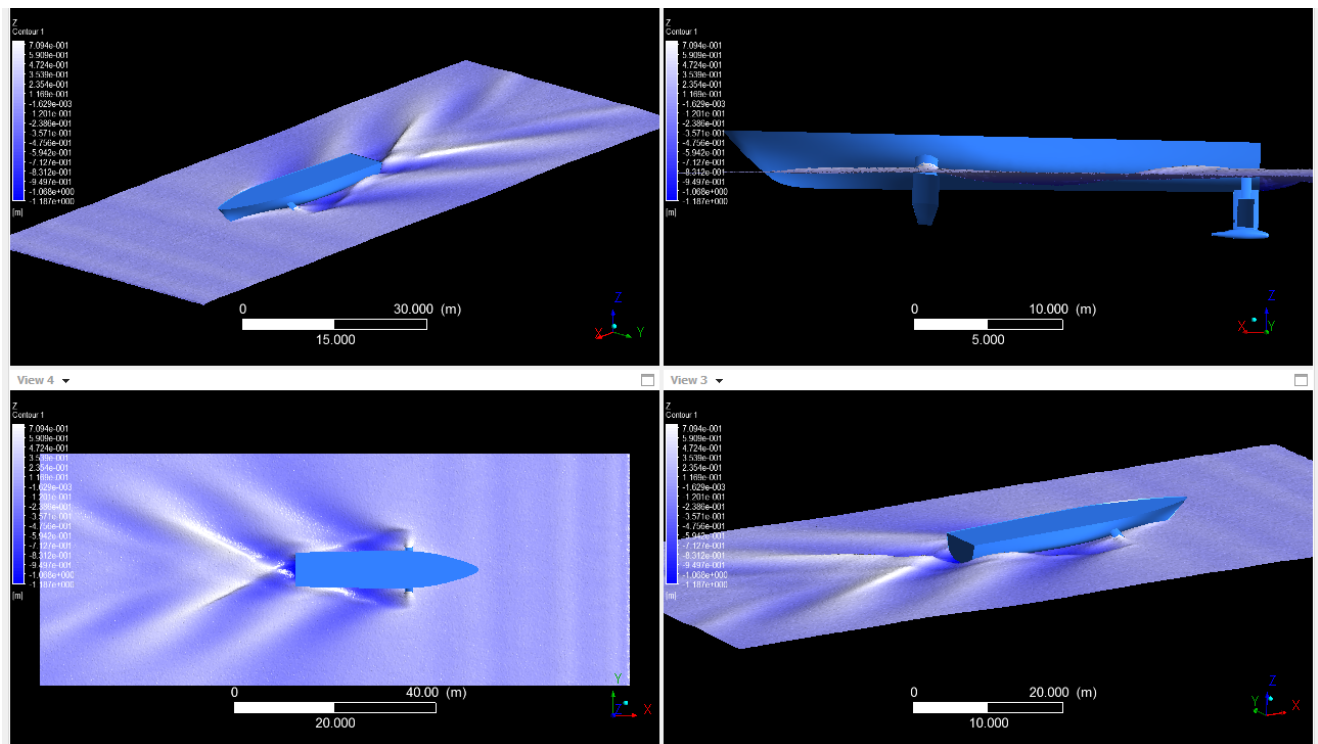
L'analisi è stata effettuata nel dominio del tempo per un totale di 10 secondi di simulazione con un timestep di 0.05 secondi, la MESH è libera di deformarsi nell'intorno del corpo in questo modo si è potuto verificare l'assetto e la quota di volo dell'aliscafo. I movimenti che possono essere effettuati sono verticali lungo l'asse Z e rotazionali lungo l'asse Y; il dominio è multifase.

Il modello di turbolenza impiegato risulta essere il k- ϵ , con wall function di tipo logaritmico in prossimità del modello, la MESH è di tipo tetraedrica con forte infittimento in corrispondenza della superficie libera e del modello.

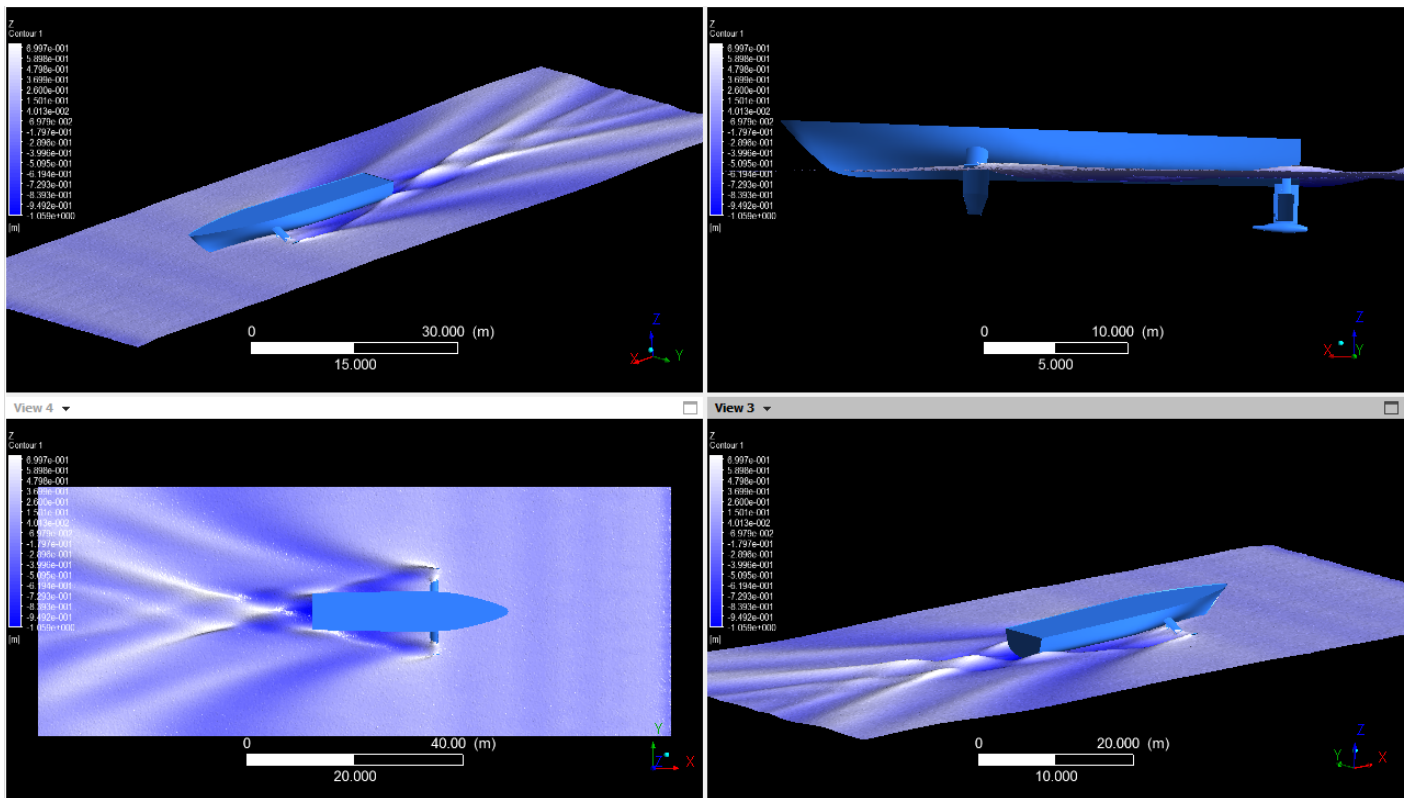




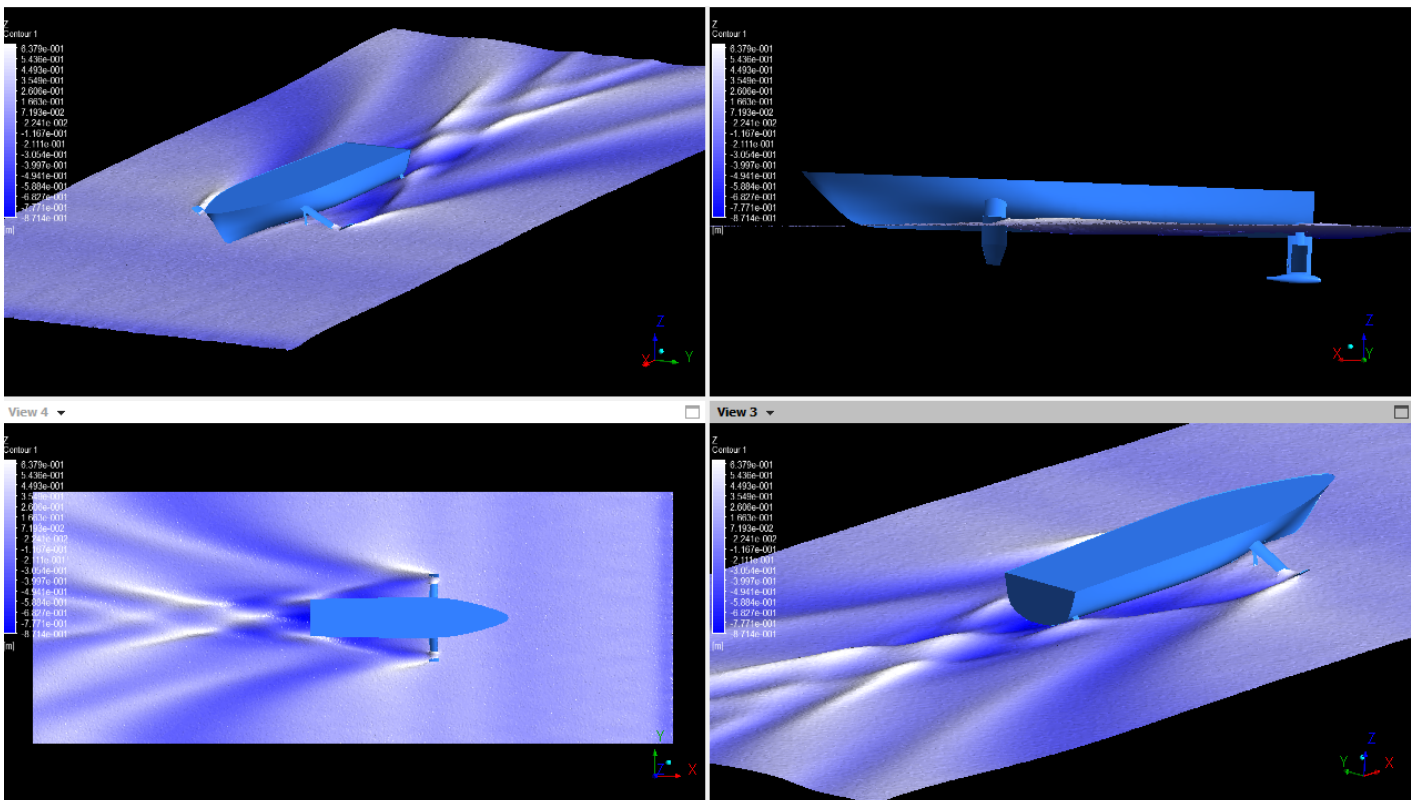
➤ Post-processing 15 nodi.



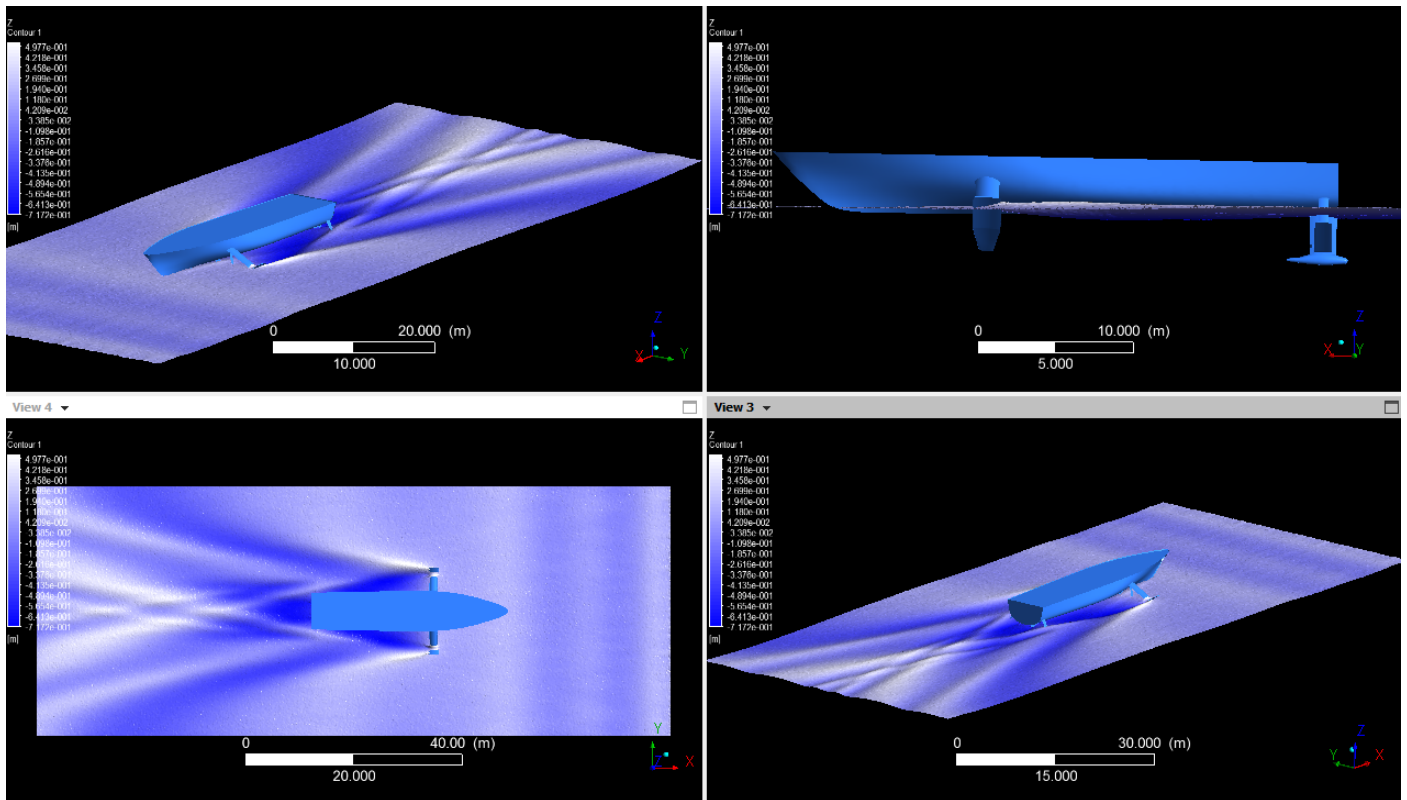
➤ Post-processing 20 nodi.



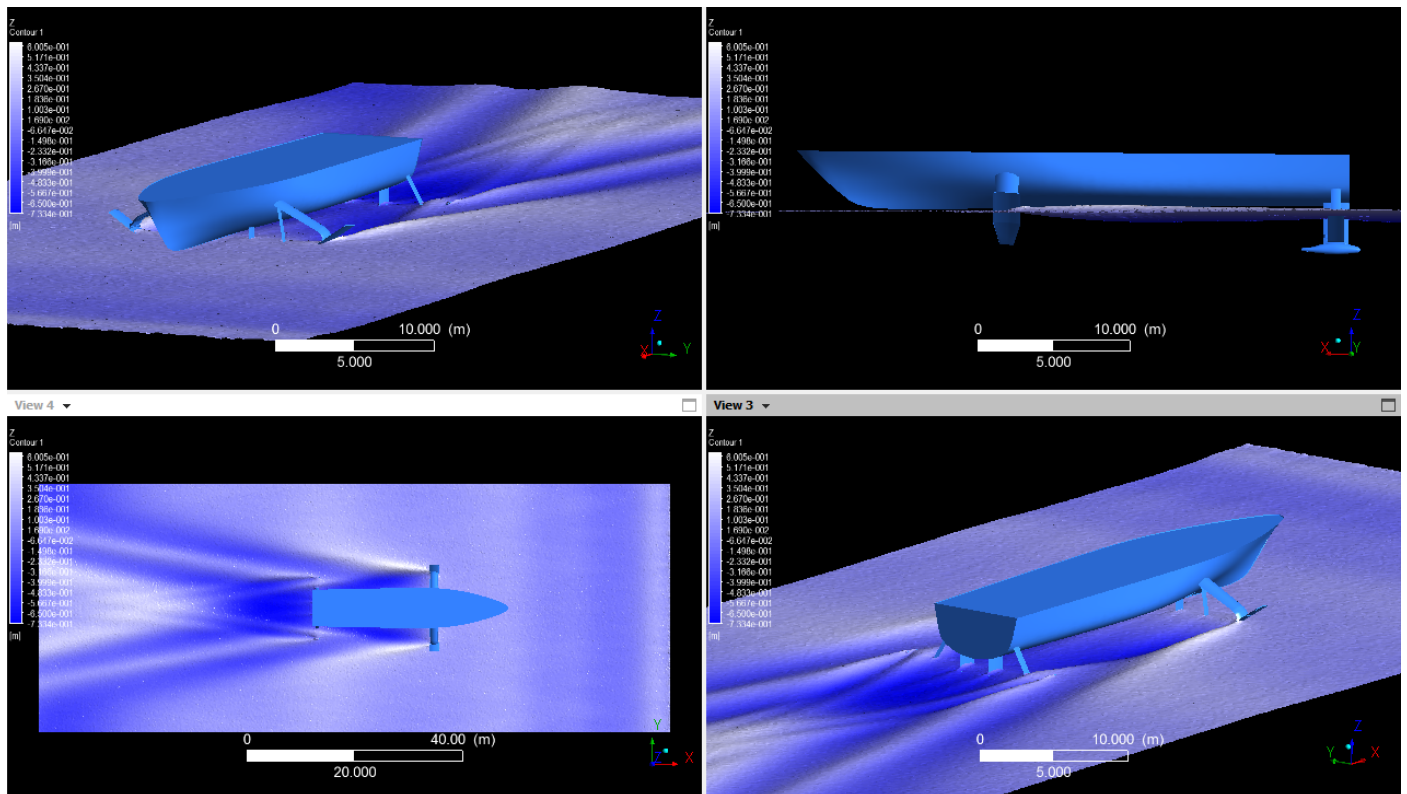
➤ Post-processing 22 nodi.



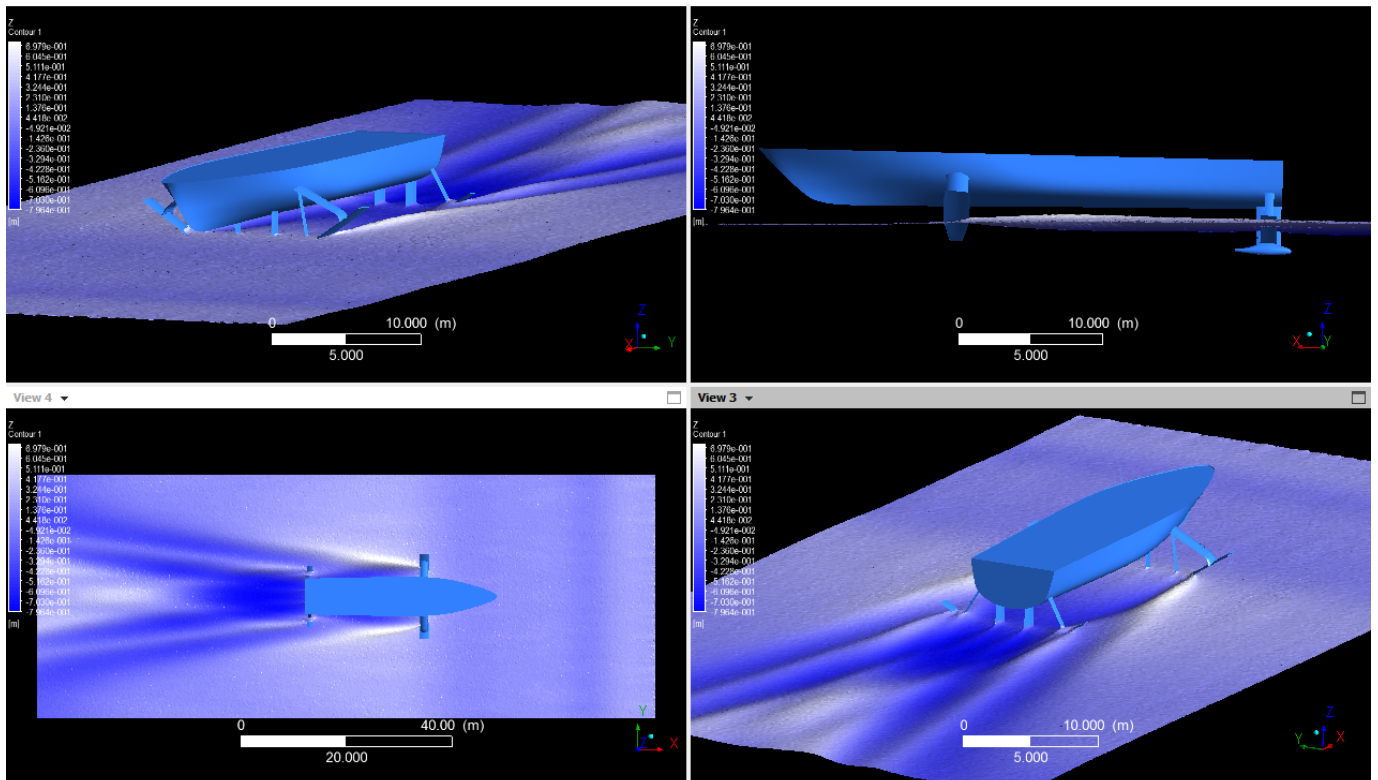
➤ Post-processing 25 nodi.



➤ Post-processing 30 nodi.

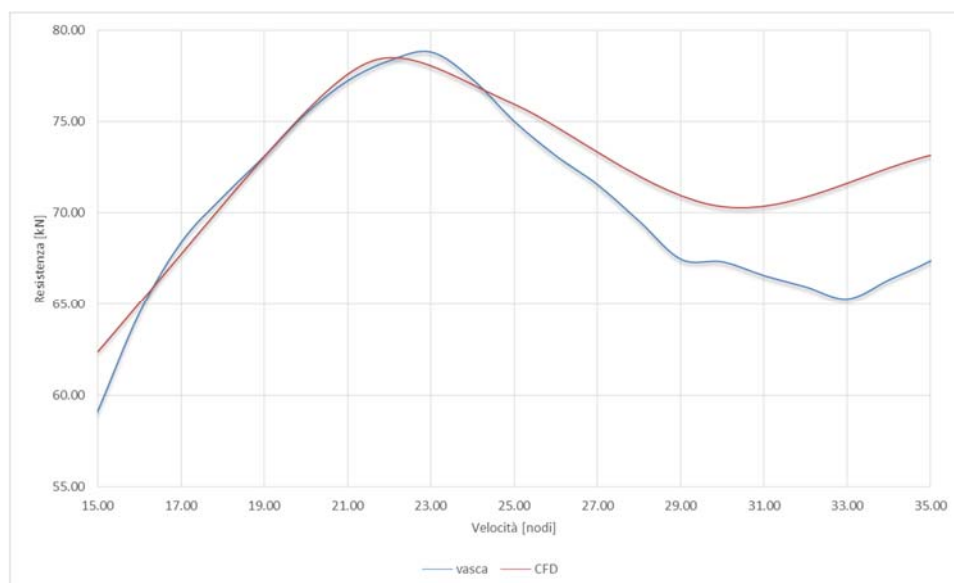


➤ Post-processing 35 nodi.



➤ Analisi della resistenza.

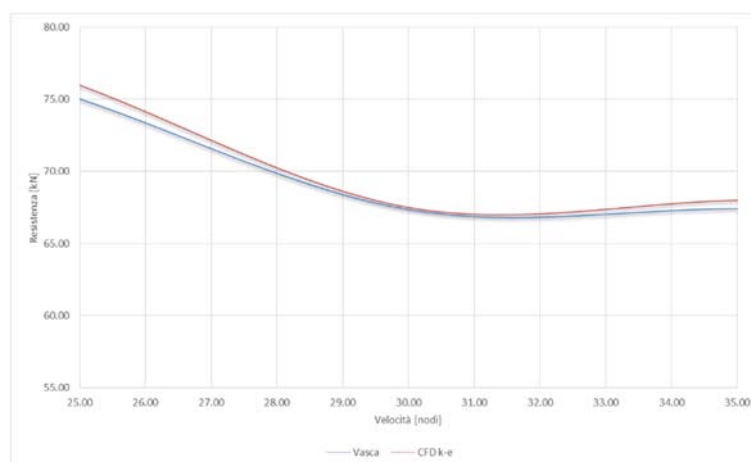
A seguire si riportano i grafici delle resistenza ottenuti tramite il CFD e quelli ottenuti tramite le prove in vasca.



I risultati mostrano una buona previsione fino alla velocità di 22 nodi, superata questa il divario tra la prova in vasca e la simulazione supera il 14 % di scarto.

Durante la fase di decollo che termina circa a 25 nodi, gran parte dello scafo è immerso, gran parte della resistenza è dovuta allo scafo e all'interazione tra le ali e lo scafo. Alla massima velocità la resistenza è dovuta esclusivamente alle ali immerse dove il regime di flusso è transitorio per gran parte del profilo alare, il modello $k-\epsilon$ risulta quindi inadatto per la previsione di resistenza a questa velocità.

Per le ultime tre velocità, 25, 30 e 35 nodi si è passati all'impiego del modello SST, a seguire si riportano i risultati ottenuti:



Bibliografia

- E. Castagneto "La Statica degli Aliscafi", Università di Napoli, Istituto d'Architettura navale, 1965
- J. Breslin P. Andersen "Hydrodynamics of Ship Propellers"
- Blount, D.L., Bartee, R.J.: Design of Propulsion System for High-Speed Craft, Marine Technology, Vol. 34, No. 4, 1997, pp. 276-292
- Burrill, L.C.: Calculation of Marine Propeller Performance Characteristics, Transaction the North East Coast Institution of Engineers and Shipbuilders, Vol. 60, 1944.
- Carlton, J.S.: Marine Propellers and Propulsion, Butterworth-Heinemann Ltd., Oxford, 1994.
- Castagneto E.: Eliche al Limite di Cavitazione ed Eliche Supercavitanti, Ciclo di lezioni tenute all'Università di Napoli, Libreria Editrice l'Ateneo, 1968
- Castagneto E., Maioli, G.: Studio Teorico e Sperimentale sulla Dinamica dei Profili Portanti per Eliche Navali, Tecnica Italiana, Vol. 20, No. 69, 1968.
- Hadler, J.B.: The Prediction of Power Performance on Planing Craft, Transaction SNAME, Vol. 74 1966, pp 563-610
- ITTC: Members of the High Speed Marine Vehicle, Status of Hydrodynamic Technology Related to Model Test of High-Speed Marine Vehicles, the 16th International Towing T Conference. 1981
- Phillips, S.J.: Jane's High-Speed Marine Transportation 2005-2006 and 2009-2010

- Radojcic, D.: An Approximate Method for Calculation of Resistance and Trim of the Planing
 - Hulls, Ship Science Report No. 23, 1985.